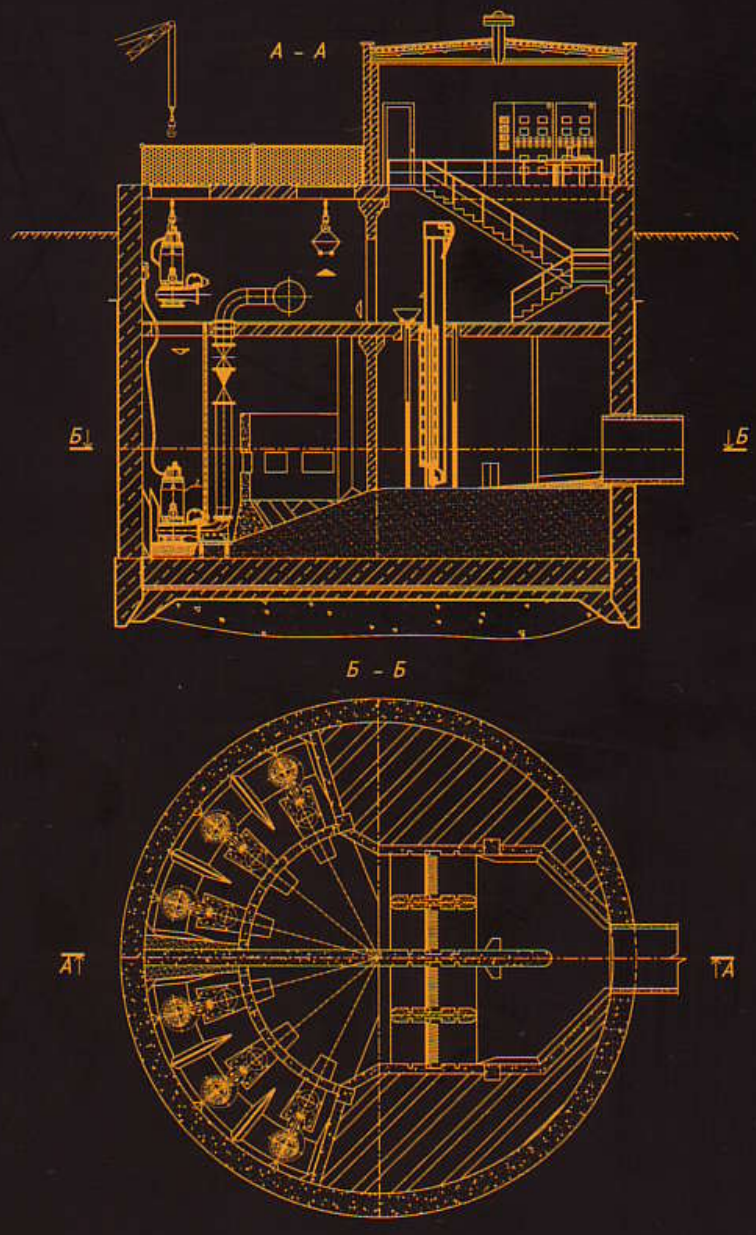
Библиотека СОК

С.Е. Березин

НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ С ПОГРУЖНЫМИ НАСОСАМИ

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ



СТРОЙИЗДАТ

Книга представляет собой полноценное и всеобъемлющее руководство по расчету и конструированию насосных станций с погружными насосами. Считаю, что книга может являться пособием по конструированию насосных станций с применением погружных насосов и использоваться техническими специалистами нашего предприятия.

С.В. Храменков,
президент РАВВ, генеральный директор
МГУП «Мосводоканал»

Издание своевременно и будет востребовано специалистами проектных институтов, эксплуатационных служб, а также студентами, изучающими вопросы водоснабжения и водоотведения.

Е.И. Пупырев,
доктор технических наук, директор ГУП
«МосводоканалНИИпроект»

Настоящая книга очень обстоятельно рассматривает систему насосы–приемный резервуар–напорные трубопроводы. Рекомендуемые конструктивные параметры насосных станций тщательно обоснованы. Автор знакомит нас с работой насосных станций с разным оборудованием... «цитирование» проектов насосных станций, разных школ и стран очень ценно и познавательно.

А.И. Бивалькевич,
генеральный директор
ОАО «Сибгипрокоммунводоканал»,
заслуженный работник ЖКХ РФ

Приведены принципы проектирования насосных станций и подбора агрегатов погружной установки. Книга актуальна в научном и практическом отношении.

Ф.В. Кармазинов,
доктор технических наук, профессор,
генеральный директор
ГУП «Водоканал Санкт-Петербурга»

Книгу считаем очень полезной для организаций водопроводно-канализационного хозяйства. В настоящее время широко применяют погружные насосы как в капитальном строительстве, так и при замене старых насосов на более современные. При этом методов расчета и их правильного подбора не было.

Н.В. Жестков,
генеральный директор
ГУП «Водоканал» г. Якутска

Книга актуальна для широкого круга специалистов — от проектировщиков до коммерсантов — и является одной из немногих, востребованных на рынке технической литературы.

Ф.А. Дзюбинский,
главный специалист ВиК ОАО
«Магнитогорский гипромез»

Монография изложена доходчивым языком, основные теоретические и практические решения проиллюстрированы. Автор обобщает теоретические, научно-технические и практические разработки ведущих научно-исследовательских и проектно-конструкторских институтов, требования действующих стандартов, строительных норм и правил проектирования, а также собственный опыт по вопросу подбора насосных агрегатов и выбора оптимальных условий проектирования насосных станций с погружными насосами.

И.И. Павлинова,
доктор технических наук,
профессор, зав. каф. МИКХиС

Наш опыт использования рекомендаций автора в системах оборотного водоснабжения показал высокую эффективность погружных насосов в нефтегазовой промышленности.

В.С. Генкин, технический директор
ООО «НПФ ЭИТЭК»

Появление погружных насосов в системах водоотведения привело к появлению принципиально новых конструктивных решений канализационных насосных станций. Автор рекомендует конкретные решения по различным узлам станций, подтверждая их теоретическими обоснованиями.

В.М. Васильев, доктор технических наук, профессор, зав. каф. СПбГАСУ,
руководитель проектов ООО «ПИБ
«Инженерные экосистемы»

Весьма полезны рекомендации по конструированию насосных станций с агрегатами мокрой и сухой установки, конструированию приемных резервуаров с учетом равномерного притока воды к насосам, недопущения заиления резервуаров.

М.С. Сухариян,
генеральный директор ОАО
«СевкавГипрокоммунводоканал»

Как правильно выбрать насосы из множества выпускаемых? Как найти оптимальное экономическое решение по станции? Книга дает ответ на эти и многие другие вопросы.

Ю.Г. Багаев, главный инженер
МУП «Горводоканал» г. Новосибирска

Книга является незаменимым пособием как для инженерно-технических работников предприятий ВКХ, так и для преподавателей строительных вузов, читающих курс «Реконструкция систем водоснабжения и водоотведения».

Ч.А. Дзиминскас, первый заместитель
генерального директора
МУП «Водоканал» г. Нижний Новгород

С.Е. БЕРЕЗИН

НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ С ПОГРУЖНЫМИ НАСОСАМИ

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

МОСКВА • СТРОЙИЗДАТ • 2008

УДК 628
ББК 31.38
Б 48

Рецензенты:

Е.И. Пупырев, д-р техн. наук, директор ГУП «МосводоканалНИИпроект»;
И.И. Павлинова, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой МИКХиС;
А.И. Бивалькевич, ген. дир. ОАО «Сибгипрокоммунводоканал», засл. работник ЖКХ РФ

Б 48 **Березин С.Е.** и др. Насосные станции с погружными насосами. Расчет и конструирование. — М.: ОАО «Издательство «Стройиздат», 2008. — 160 с.: ил.

ISBN 978-5-274-02277-4

Автор — генеральный директор ЗАО «Водоснабжение и водоотведение» — обобщил опыт использования погружных насосов на насосных станциях. В книге проанализированы технические возможности и особенности погружных насосов, приведены практические примеры расчетов насосов по производительности, напору, с учетом гидравлического режима, с напорными трубопроводами и допустимым высотам всасывания.

Для специалистов промышленных предприятий, проектировщиков, студентов и аспирантов технологических и технических специальностей университетов, специализирующихся по направлениям: охрана водных ресурсов, водоснабжение и водоотведение, процессы и аппараты химической технологии.

УДК 628
ББК 31.38

ISBN 978-5-274-02277-4

© С.Е. Березин, 2008
© ОАО «Издательство «Стройиздат», 2008

Насосные станции являются важнейшим элементом систем водоснабжения и водоотведения. От работы комплекса сооружений и оборудования насосных станций во многом зависит общая надежность и экономическая эффективность подачи или отведения воды. В нашей стране и за рубежом издано большое количество трудов, посвященных проблемам проектирования насосных станций и подбору оборудования для них. Тем не менее, обновляющийся и совершенствующийся рынок насосного оборудования требует постоянно пересмотра старых подходов к проектированию.

В книге описаны конструкции, принцип действия и области применения погружных насосов различных типов. Рассмотрены их технические характеристики и режимы работы. Автор не ограничивается одним описанием погружных насосов и их преимуществ перед агрегатами классической компоновки. Рассмотрены вопросы совместной работы насосов и водоводов, оптимизации диаметров водоводов. Проанализированы основные факторы, влияющие на работу насосов, такие как кавитация, вибрация, осевое и радиальное усилие в насосах, оценена степень их воздействия на оборудование. Приведены примеры использования частотного регулирования для оптимизации режимов работы насосного оборудования. Большое внимание уделено проектированию собственно насосных станций, включая конструирование приемных резервуаров и компоновку оборудования, даны рекомендации по обвязке насосов, подбору запорно-регулирующей арматуры. Отдельно выделены вопросы проектирования насосных станций малой производительности. Рассмотрены вопросы компьютерного анализа гидравлических характеристик насосных станций.

Издание представляет собой полноценное и всеобъемлющее руководство, в котором можно найти ответы на большинство вопросов, возникающих при расчете и конструировании насосных станций с погружными насосами. Книга написана живым профессиональным языком, содержит большое количество иллюстраций, графиков, схем и конкретных примеров, способствующих улучшению восприятия теоретического материала.

Считаю, что книга может являться пособием по конструированию насосных станций с применением погружных насосов и использоваться техническими специалистами нашего предприятия.

С.В. Храменков, президент РАВВ,
генеральный директор МГУП «Мосводоканал»

Издание своевременно и будет востребовано специалистами проектных институтов, эксплуатационных служб, а также студентами, изучающими вопросы водоснабжения и водоотведения промышленных объектов и населенных пунктов.

Е.И. Пупырев, доктор технических наук,
директор ГУП «МосводоканалНИИпроект»

Настоящая книга очень обстоятельно рассматривает систему насосы—приемный резервуар—напорные трубопроводы. Рекомендуемые параметры насосных станций тщательно обоснованы. Автор знакомит нас с работой насосных станций с разным оборудованием... «цитирование» проектов насосных станций, разных школ и стран очень ценно и познавательно. Книга особенно полезна для проектировщиков.

А.И. Бивалькевич, генеральный директор ОАО «Сибгипрокоммунводоканал», заслуженный работник ЖКХ РФ

Монография изложена доходчивым языком, основные теоретические и практические решения проиллюстрированы. Автор обобщает теоретические, научно-технические и практические разработки ведущих научно-исследовательских и проектно-конструкторских институтов, требования действующих стандартов, строительных норм и правил проектирования, а также собственный опыт по вопросу подбора насосных агрегатов и выбора оптимальных условий проектирования насосных станций, оборудованных погружными насосами.

И.И. Павлинова, доктор технических наук, профессор МИКХиС

Книгу считаем очень полезной для организаций водопроводно-канализационного хозяйства. В настоящее время широко применяют погружные насосы как в капитальном строительстве, так и при замене старых насосов на более современные. При этом методов расчета и их правильного подбора не было... Правильно подобранные насосы и специальная конструкция здания насосной станции — это залог надежности, эффективности и долговечности.

Н.В. Жестков, генеральный директор ГУП «Водоканал» г. Якутска

Пособие написано простым и доступным языком и представляет огромный интерес для российских специалистов и проектировщиков. Наш опыт использования рекомендаций автора в системах оборотного водоснабжения показал высокую эффективность погружных насосов в нефтегазовой промышленности.

В.С. Генкин, технический директор ООО «НПФ ЭИТЭК»

Появление погружных насосов в системах водоотведения привело к появлению принципиально новых конструктивных решений канализационных насосных станций. Автор рекомендует конкретные решения по различным узлам станций, подтверждая их теоретическими обоснованиями.

В.М. Васильев, доктор технических наук, профессор СПбГАСУ, руководитель проектов ООО «ПИБ «Инженерные экосистемы»

Весьма полезны рекомендации по конструированию насосных станций с агрегатами мокрой и сухой установки, конструированию приемных резервуаров с учетом равномерного притока воды к насосам, недопущения заиления резервуаров.

М.С. Сухариян, генеральный директор ОАО «СевкавГипрокоммунводоканал»

Как правильно выбрать насосы из множества выпускаемых? Как найти оптимальное экономическое решение по станции? Книга дает ответ на эти и многие другие вопросы.

Ю.Г. Багаев, главный инженер МУП Новосибирска «Горводоканал»



С. Березин, Р. Юнссон, В. Загорский на международной конференции в Москве. 1995 г.

тута, преподавал нам, студентам выпуска 1981 года, курс «Насосы и насосные станции». Семью годами позже именно Борис Васильевич в беседе со мной, как с начальником отдела водоснабжения и водоотведения ЖКХ Брестской области, усомнился в спросе на погружные насосные агрегаты ввиду неконвертируемости рубля и неготовности потребителей. И все же в 1989 г. нам удалось внедрить первый крупный, подачей 800 $м^3$/ч, импортный погружной насос на главной канализационной насосной станции г. Пинска.

Выражаю огромную благодарность тогдашним руководителю водоканала Пинска И.В. Ковалевичу, заместителю председателя Брестского облисполкома П.А. Марчуку, своим начальникам А.А. Овечкину и В.П. Гвоздеву, министру ЖКХ Белоруссии Б.В. Батуре и другим руководителям и коллегам.

Удачный опыт быстро распространился на многие предприятия отрасли, а автор стал активным пропагандистом погружного оборудования.

С 1992 года мне довелось в качестве директора дочерней структуры ITT Flygt, открытой в Бресте, развивать сеть фирмы в Киеве, Ташкенте, Минске, Москве, Санкт-Петербурге, Новокузнецке, Уфе, а затем и продолжать эту работу в Минске и Москве. В тот период судьба свела меня с высокопрофессиональными практиками В.А. Загорским, И.А. Герасименком, С.В. Храменковым, В.Н. Паком, Н.И. Цариком, А.А. Поповым, В.А. Усольцевым, Ф.В. Кармазиновым, Ю.И. Нефедовым, Е.В. Крыльцовым, Ю.Г. Багаевым, Л.И. Кантором, Ч.А. Дзиминскасом, А.В. Григорьевым и многими другими. Начиналось же мое обращение к теме погружного оборудования в 1988 г. в НИИ ВОДГЕО, когда ученые института В.Н. Швецов и И.Н. Мясников познакомили меня с будущим шефом и наставником Ральфом Юнссоном. Памяти о нем, на редкость добром и интеллигентном человеке, и посвящается книга.

Сегодня погружные насосы выпускаются множеством производителей. Наиболее крупные из них располагают рекомендациями по расчету и конструированию насосных станций под насосы собственного производства. Нормативная литература по проектированию станций (установок) с погружными насосами в России не издавалась. Поэтому разработчикам проектов и специалистам приходится переносить нормы и правила, относящиеся к классическим насосным станциям, на установки с погружными агрегатами. Поскольку последние отличаются и конструктивно, и особенностями размещения в станциях, назрела необходимость обобщения опыта фирм-изготовителей погружных насосов, проектных научно-исследовательских и эксплуатирующих организаций.

1

ПОГРУЖНЫЕ НАСОСЫ И ИХ ПРЕИМУЩЕСТВА

Условия современной жизни, правила охраны труда и техники безопасности, рост цен на электроэнергию и электроносители предъявляют новые требования к агрегатам для насосных станций. Сегодня необходимо обеспечивать надежность, бесперебойность и гибкость работы насосных агрегатов и систем, в том числе при аварийных и стихийных затоплениях насосных станций, высокую энергоэффективность и минимум шума, недопустимость аварийных сбросов загрязненных вод, минимум штатного персонала, недоступность к оборудованию посторонних.

Наиболее полно отвечают этим требованиям центробежные погружные электронасосы, поэтому ведущие компании все больше ориентируются на их производство. Самые крупные 10 из 10 тысяч существующих фирм-производителей (рис. 1.1) контролируют 50 % насосного рынка [1]. И если 50 лет назад погружные насосы с воздухонаполненным электродвигателем выпускала только одна фирма, то с 1980-х – все ведущие. Сбыт погружных насосов за этот

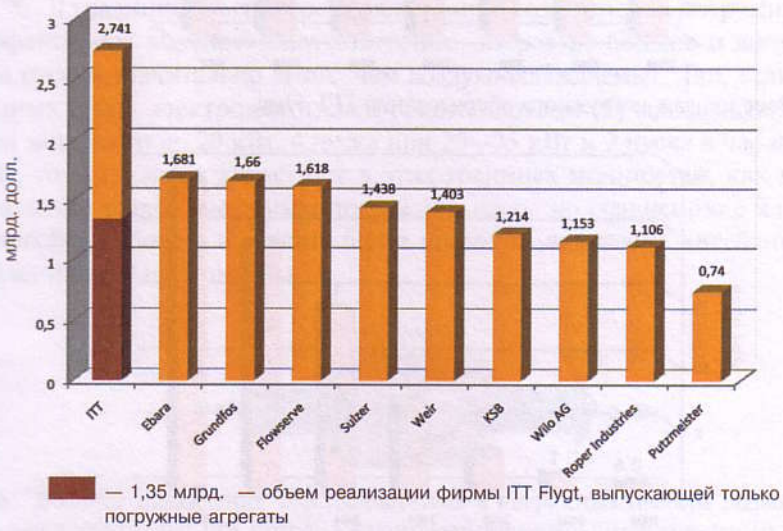


Рис 1.1. Объем реализации насосов ведущими мировыми производителями в 2006 г.

период вырос в несколько раз по сравнению с классическими агрегатами [2]. Динамика роста продаж погружных насосов крупнейших производителей как зарубежных (рис. 1.2), так и российских (рис. 1.3) свидетельствует о том же.

Особым спросом погружные насосы пользуются у тех предприятий, которые стремятся сократить трудовые и эксплуатационные затраты с помощью прогрессивной техники. Например, водоканал Стокгольма обслуживает 350 канализационных станций, и ни на одной из них не осталось традиционных насосов – все погружные. Эти станции обслуживают лишь четыре сменные мобильные бригады, каждая по два человека [3]. Проектирование новых и реконструкция действующих насосных станций в России, особенно с появлением таких компаний, как «Взлет», редко обходится без использования погружных насосов. В 2006 году изданы «Рекомендации» НИИ ВОДГЕО [4], согласно которым (п. 7.3.4) предпочтение на станциях перекачки поверхностного стока следует отдавать насосным агрегатам погружного типа.

Погружные насосы, как правило, дороже классических. Чем же обусловлен растущий спрос на них?

Прежде всего, это герметичность электрических узлов агрегата, что позволяет ему в отличие от классических (рис. 1.4) **бесперебойно работать под уровнем жидкости** как при сухой, так и при мокрой подводной установке (рис. 1.5).

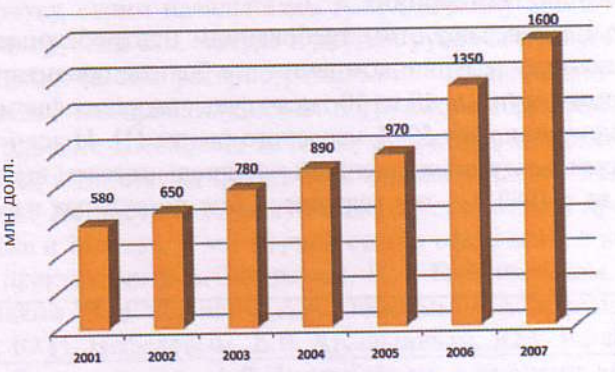


Рис. 1.2. Рост продаж погружного оборудования ITT Flygt

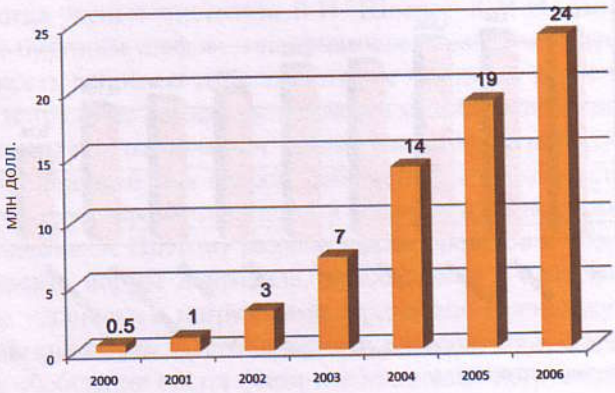


Рис. 1.3. Рост продаж насосного завода «Взлет», Омск

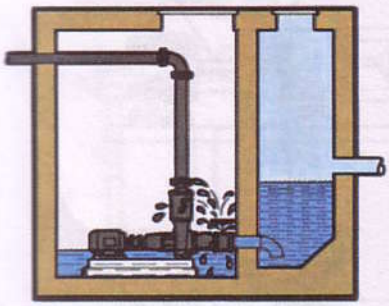


Рис. 1.4. Классическая насосная станция затратна в строительстве и выводится из строя при затоплениях

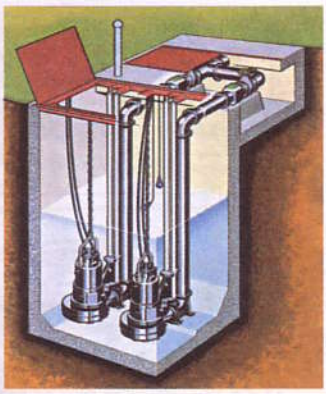


Рис. 1.5. Станция с погружными насосами обеспечивает сокращение строительных затрат и возможность работы в затопленном состоянии

Применение погружных насосов позволяет сократить объемы строительства, так как приемное и машинное отделения совмещаются. При мокрой установке насосов исключаются расходы на системы отопления, вентиляции, подачу технической воды. Этим обеспечивается экономия 30—60 % инвестиционных средств.

Другое важное преимущество погружных насосов применение воды в качестве охлаждающего агента. Высокая температура – главный враг электродвигателя, поэтому необходимо постоянное охлаждение. Благодаря более высокой теплоемкости воды охлаждение происходит более интенсивно, позволяя использовать насос для больших нагрузок. Дело в том, что не менее 10 % электрической энергии, подводимой к насосному агрегату, теряется в нем (рис. 1.6). Всего 1 кВт потерь (это 10 % мощности на 10 кВт) продуцирует за 1 час столько тепла, что его хватает на нагрев 100 кг электродвигателя насоса до 100 °С. В традиционных насосах охлаждение воздушное, в погружных – более эффективное водяное. Соответственно, их ресурс больше и допускаемая частота пусков значительно выше, чем воздухоохлаждаемых. Так, если для современных сухих электродвигателей рекомендовано [5] максимально 6 пусков при мощности до 20 кВт, 4 пуска при 20—75 кВт и 2 пуска в час при 100—200 кВт, то погружные допускают в этих границах мощностей, как правило, 15 включений в час. Тем самым погружной насос по сравнению с классическим способен работать в гораздо более широком диапазоне колебаний водопотребления или притока вод.



Рис. 1.6. Водяное охлаждение электродвигателя в погружных насосах позволяет экономить электроэнергию: 10% потерь в электродвигателе мощностью всего 10 кВт – это 1 кВт, производящий нагрев 100 кг металла до 100 °С за 1 час

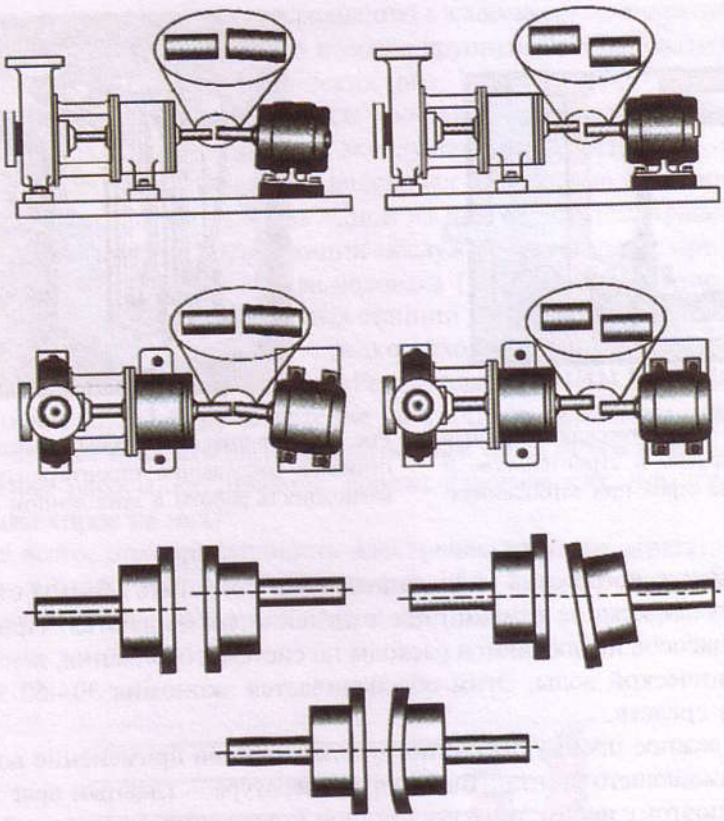


Рис. 1.7. Несоосности и зазоры, характерные для классических насосных агрегатов

У классических насосных агрегатов нередки [6] несоответствия по валу между насосом и двигателем (рис. 1.7), которые приводят к резкому сокращению срока службы (рис. 1.8).

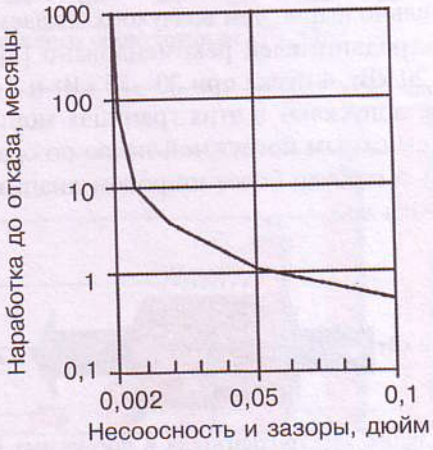


Рис. 1.8. Зависимость наработки до отказа вращающихся машин от величин несоосностей и зазоров

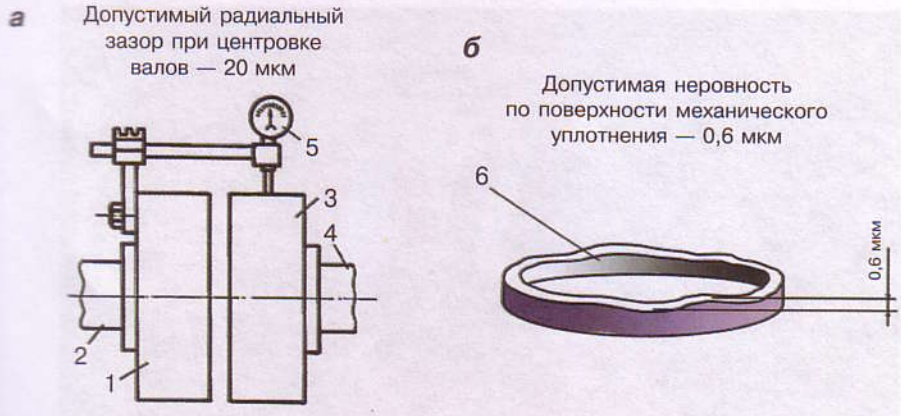


Рис. 1.9. Радиальный зазор при центровке валов для классического насоса (*а*) и отклонения по поверхности механического уплотнения для погружного насоса (*б*): 1 – полумуфта насоса; 2 – вал насоса; 3 – полумуфта электродвигателя; 4 – вал электродвигателя; 5 – индикатор; 6 – механическое уплотнение погружного насоса

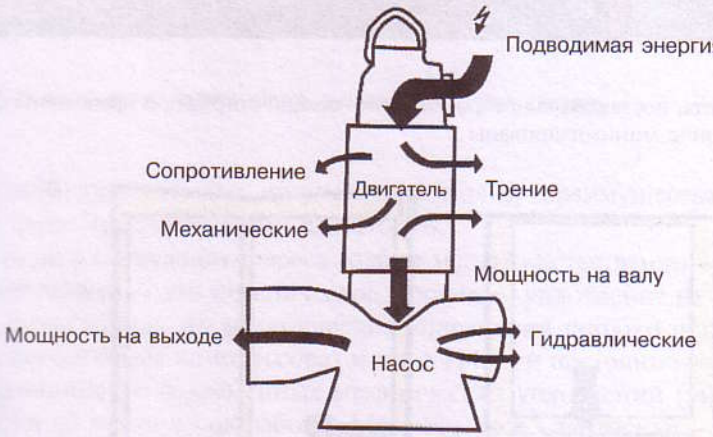


Рис. 1.10. Составляющие потерь мощности электронасосного агрегата

Ответственной операцией при установке классического агрегата является центровка валов, которая заключается в установке насоса и двигателя так, чтобы оба вала были строго соостны. Соостность валов проверяется замерами радиальных зазоров по окружности полумуфт и торцевых зазоров между ними. Для этого используют специальную скобу или индикатор (рис. 1.9). Допустимая величина радиального зазора между валами насоса и двигателя – 20 мкм [7]. Погружной насос ничего этого не требует, а допускаемая неровность поверхности механического уплотнения 0,6 мкм достигается в заводских условиях (рис. 1.9).

Погружной насос совмещен с электродвигателем в компактный агрегат с максимально коротким единым валом. Благодаря этому энергия передается от ротора к рабочему колесу с минимальными потерями (рис. 1.10). Несоосность и соответственно вибрация, шум, воздействие на подшипники и механические уплотнения также минимизированы.



Рис. 1.11. Монета, поставленная ребром на работающий погружной насос не падает. Вибрация, шум, износ минимизированы

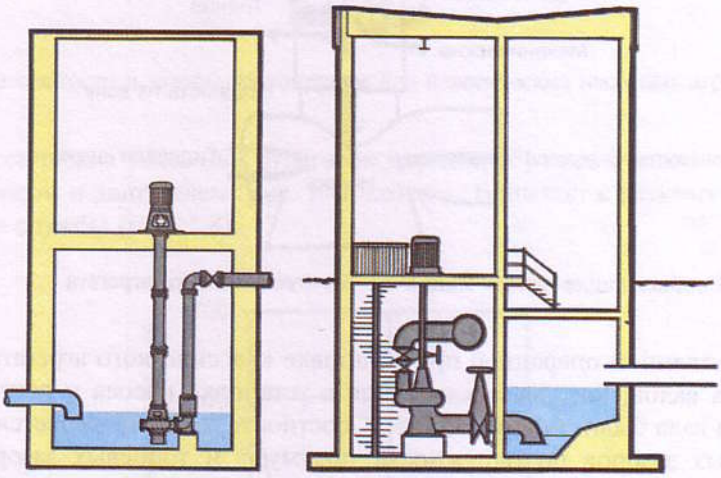


Рис. 1.12. Механические потери агрегатов на трансмисионном валу достигают 5–6 %

На рис. 1.11 наглядно демонстрируется отсутствие вибрации — монета, поставленная ребром на корпус действующего погружного насоса, не падает.

Иногда насосы сравнивают по величине гидравлических КПД. Такое сравнение недостаточно и может даже исказить реальную картину. Механические потери агрегата с трансмиссионным длинным валом (рис. 1.12), например, в несколько раз выше, чем у погружного насоса тех же параметров, и достигают 5–6 % [8, 9].

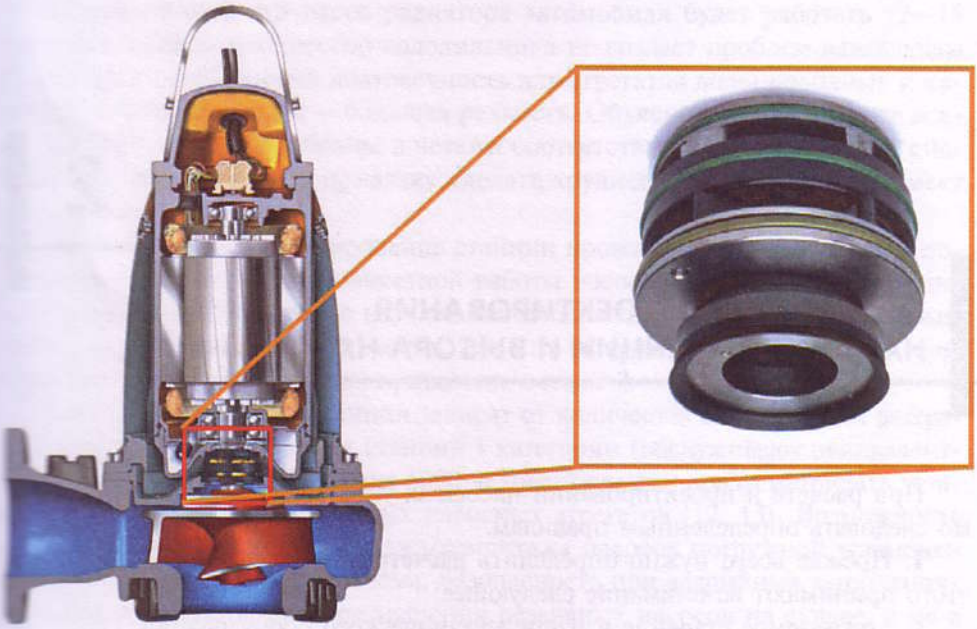


Рис. 1.13. Современное картриджное механическое уплотнение

Пожалуй, приведенных аргументов в пользу преимущества погружных насосов перед традиционными достаточно.

А есть ли у погружного насоса слабые места? «Естественно – скажут эксплуатационщики, — это механическое (торцевое) уплотнение на валу». И, вероятно, будут правы, но механические уплотнения широко используются в насосах, автомобилях компрессорах и т.п. с 1940-х и постоянно совершенствуются. Большинство современных механических уплотнений (рис. 1.13) рассчитаны на 40 тысяч часов работы. Механическое уплотнение – это индикатор насоса. Если механическое уплотнение дало течь в первые часы или дни работы – это чаще всего, вина производителя, а если в первые месяцы – это обычно вина проектировщика или эксплуатационника.

Специалист по насосам мирового уровня Л. Гудбьяртсон на вопрос: «Вы согласны с тем, что большинство отказов насосов связаны с поломками уплотнений?» ответил – «Я бы не выделял отдельные элементы. Я решительно заявляю, что большинство отказов насосов происходит из-за неправильного их применения, сопровождаемого неадекватным обслуживанием» [10]. Наша задача научиться избежать ошибок на стадии проектирования.

❐ ВЫВОД

Погружные насосы наиболее полно отвечают современным требованиям. Несмотря на более высокую стоимость, рост спроса на них благодаря техническим преимуществам, значительно выше, чем на классические насосные агрегаты.

2

2. ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ И ВЫБОРА НАСОСОВ

При расчете и проектировании насосных установок (станций) необходимо следовать определенным правилам.

1. Прежде всего нужно определить **расчетный срок службы** объекта, для этого принимают во внимание следующее:

- ожидаемое старение и износ механического оборудования;
- возможность расширения объекта в будущем;
- сложность осуществления такого расширения;
- эффективность работы системы в течение первых лет эксплуатации, когда она не может еще работать в полную мощность.

При выборе расчетного срока службы насосной станции нужно избегать чрезмерной финансовой нагрузки на существующих пользователей системы. Очень долгий расчетный срок потребует строительства более дорогих сооружений и повышенных затрат на техническое обслуживание. Выбор слишком короткого срока службы может привести к дополнительным затратам на расширение сооружения, востребованного раньше, чем предполагалось. Срок службы объекта должен выбираться так, чтобы стоимость системы между существующими и будущими пользователями была бы разделена поровну.

В США, например, общий срок службы насосной станции принимают равным 30 годам [5], а оборудование подбирают на ближайшую перспективу 10—15 лет с возможностью увеличения количества устанавливаемых агрегатов или их производительности. Исходя из расчетного срока станции, определяют ее максимальную производительность на ближнюю и дальнюю перспективы и рассчитывают неравномерность поступления водопотребления или водоотведения.

2. Необходимо построить **характеристику системы** и наложить на нее характеристику предполагаемых насосов.

Осознаем ли мы, подбирая насосы, что в действительности нам нужны не насосы – нам нужна доставка жидкости? При этом жидкость должна достигать даже самой неудобной (диктующей) точки в любое время дня и года. Доставка жидкости осуществляется через систему трубопроводов. Насосы, наряду с задвижками, клапанами, вантузами и т.п., являются лишь элементами системы. И именно система диктует своему элементу – насосу какими должны быть его параметры.

Многие знают, что насос радиатора автомобиля будет работать 12—15 лет, а фреоновый компрессор холодильника не создаст проблем владельцам 18—20 лет [11]. Подобная долговечность для агрегатов водопроводных и канализационных станций – большая редкость. Объясняется это, прежде всего тем, что первые подобраны в четком соответствии с потребностями системы, для вторых такую привязку сделать труднее, так как система имеет многие переменные.

Таким образом, проектирование станции проводится с обязательным построением характеристик совместной работы насосов и напорных водоводов и их анализом. При анализе нередко возникают сложности с рациональным подбором насосов как по количеству, так и по их параметрам. Некоторые примеры решения таких проблем приведены в главе 3.

3. Размеры насосной станции зависят от количества монтируемых **резервных агрегатов**. Для насосных станций I категории (обслуживают эквивалентное количество жителей, свыше 5000 человек) следует предусматривать установку в станции двух резервных насосных агрегатов [12, 13]. Возможность простого и оперативного монтажа/демонтажа насосов погружной установки ввиду их автоматического разъема, безопасность при аварийных затоплениях определяют достаточность размещения резервных насосов на складе, а не в станции. Это часто применяется на практике.

МУП «Салаватводоканал», например, успешно эксплуатирует семь канализационных насосных станций (КНС), на которых с конца 1990-х задействованы 20 погружных насосов. Резервные агрегаты в количестве двух штук находятся на складе. Их перемещают от станции к станции, обеспечивая ремонт и профилактику рабочим насосам. Тем самым, используя достоинства погружных насосов, удалось снизить общее количество резервных насосов с четырнадцати, нормируемых для классических насосов, до двух* (рис. 2.1).

---

* Основываясь на зарубежной и российской практике специалисты во главе с автором внесли в рабочую группу, занимающуюся проектом федерального закона «О коммунальном водоотведении» поправку следующего содержания: «*В станциях, оборудованных погружными насосами, допускается не устанавливать второй резервный насос*».



Рис 2.1. ГУП «Салаватводоканал» с конца 1990-х годов успешно эксплуатирует на семи насосных станциях 22 погружных агрегата. По нормам на каждой станции следует устанавливать по два резервных насоса, т.е. всего 14 резервных. На практике – достаточно двух

4. Предположим, что искомые параметры, подача Q и напор H насоса, подобраны правильно. Имея количественные данные, следует оценить **качество перекачиваемых сточных вод**, которое влияет на состав и выбор оборудования в целом. Необходимо учитывать следующие характеристики: плотность, вязкость, агрессивность жидкой среды, абразивность взвешенных веществ, образование осадков и вредных газов, их взрывоопасность, воспламеняемость, токсичность, а также крупность и специфику (волокнистость, клейкость и т.п.) содержащихся в воде частиц. Последнее обязывает рассмотреть вопрос о необходимости использования сороудерживающих решеток в насосных станциях.

2.1. Предохранение насосов и приемных резервуаров от засоров

Задержание твердых включений жидкости и удаление их из насосной станции считаются нежелательными [14] ввиду затратности и санитарно-экологического вреда.

При использовании насосов, стойких к засорению, или насосов с режущим колесом (насосы-дробилки) допускается не устанавливать решетки перед ними. Это предопределяет преимущество стойких к засорению агрегатов, так как отсутствие решетки – уже экономия. Если используются насосы погружной установки, то на насосной станции, кроме того, не потребуются и отопление, и принудительная вентиляция, и технический водопровод.

Лучший способ удаления осаждающихся и плавающих веществ – это транспортировка их вместе с водой через насосную станцию на очистные сооружения.

Существуют насосы, способные перекачивать твердые вещества. Имеются и рекомендации по конструированию незасоряющихся приемных резервуаров и соответствующим режимам работы насосов, хотя необходимость использования механических решеток все же следует определять проектом в зависимости от местных условий и существующей практики.

Сохранению приемных резервуаров в чистоте способствует следующее [15]: применение погружных мешалок; байпасирование части перекачиваемых вод в резервуар; работа насосов в режиме «пуск-останов» (что предпочтительнее частотного регулирования агрегатов); периодическое скачивание воды до уровня ниже допускаемой геометрической глубины всасывания; опорожнение и чистка секции резервуара (для канализационных станций производительностью свыше 100 000 $м^3$/сут секционирование резервуаров обязательно [13]). Небесполезно в этой связи учитывать рекомендации, изложенные в Европейском Стандарте на проектирование и строительство сооружений для сточных вод [16].

Согласно действующим европейским нормам EN 12050, минимальный проход в насосном агрегате (т.е. в рабочем колесе) должен быть не менее 40 мм. Характерно, что в предшествующем стандарте эта величина устанавливалась не менее 80 мм. Столь существенная поправка объясняется тем, что большой проход уже не рассматривается как решающий параметр для незасоряемости. Связано это с появлением в конце 1990-х так называемых N-рабо-

чих колес, отличающихся особой устойчивостью к засорам, несмотря на вдвое меньшее сечение прохода по сравнению с известными конструкциями [17].

Для удаления твердых, особенно плавающих веществ, следует предусматривать проектом и автоматикой станции периодические кратковременные откачки приемного резервуара до уровня, который ниже того, что установлен производителем для останова насосов, и при котором на поверхности возникает воздушная воронка, достигающая всасывающего патрубка. Обычно достаточно снижения уровня до $0{,}5 \div 1{,}0D$ над низом всасывающего патрубка. Процедура очистки будет вызывать захват воздуха насосом, шум, вибрацию, ударные гидравлические нагрузки и неблагоприятно воздействовать на агрегат. Но поскольку насос при таком уровне работает весьма ограниченное время и периодически, то это допустимо. Хотя согласовать применение данной процедуры с производителем насоса все же следует.

Отключение агрегата нужно производить как только наступает срыв откачки или поверхность воды освобождается от плавающих веществ. Погружные насосы мокрой установки более эффективны для очистки резервуаров подобным способом, так как априори располагаются ниже по отношению к уровню жидкости, чем агрегаты сухой установки. Периодичность циклов очистки зависит от местных условий, состава перекачиваемой жидкости и определяется экспериментально на месте.

2.2. Критерии выбора насосов

Требуемые параметры насосов расчитаны, техническое задание составлено, запросы поставщикам насосного оборудования отправлены.

Предположим, что заявленным параметрам (например $Q = 200$ м^3/ч, $H = 13$ м) отвечают предложения четырех наиболее известных фирм – производителей погружных агрегатов: ABS, Grundfos, ITT Flygt, KSB [2]. Обозначим их соответственно X, Y, Z, W.

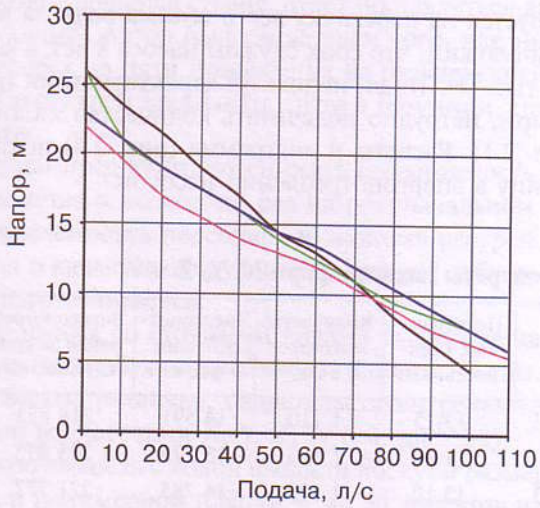
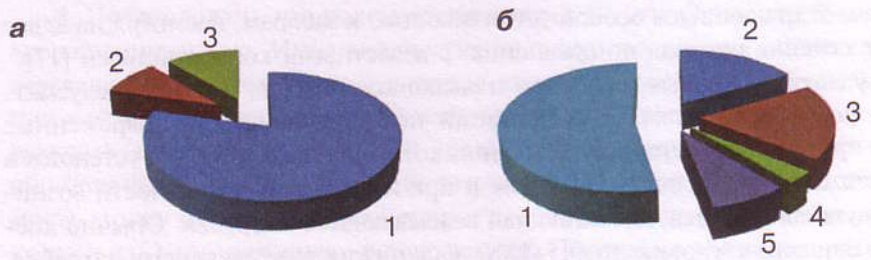


Рис. 2.2. Характеристики насосов фирм X, Y, Z и W для $Q = 200$ м^3/ч, $H = 13$ м



1. Электроэнергия 80 %
2. Оборудование 9 %
3. Обслуживание 11 %

1. Электроэнергия 53 %
2. Потерянная энергия из-за засоров 17 %
3. Ремонт, прочистка 19 %
4. Оборудование 3 %
5. Обслуживание 8 %

Рис. 2.3. Диаграммы составляющих суммы затрат за весь срок службы насосов, перекачивающим чистую (*а*) и сточные (*б*) воды

Характеристики насосов (рис. 2.2) оказались очень близкими. И вероятно, следует остановить свой выбор, основываясь на самом недорогом из представленных.

Но разве покупая, например, автомобиль с определенным объемом двигателя, вы будете выбирать его из самых дешевых? Наверное, не только цена, но и другие факторы повлияют на ваш выбор. Определяющим критерием выбора насоса является сумма затрат за весь срок службы (на Западе его называют LCC). Показатель LCC насосов в зависимости от того, какую жидкость они будут качать — чистую или загрязненную, — отличаются по составу и величине входящих в него затрат. Из диаграмм (рис. 2.3) [18], видно, что цена оборудования в сумме затрат составляет 9 % по чистым и всего 3 % по сточным водам. Основная часть затрат приходится на электроэнергию. При прокачке сточных вод, кроме того, существенны затраты на ремонт и прочистку – 19 %, потери, связанные с преодолением засоров, – 17 %.

Поэтому выбор насосов следует начинать с расчета затрат на электроэнергию, которая потребуется на перекачку всего объема воды за весь период его эксплуатации. Предположим, что срок службы насоса 8 лет, а весь объем воды на перекачку – 240 тыс. м^3. Тогда, используя характеристики (рис. 2.2) и паспортные данные фирм, нетрудно подсчитать количество киловатт по каждому из насосов (табл. 2.1). Расчеты и диаграмма (рис. 2.4) показывают заметную (до 22 %) разницу в энергопотреблении насосов.

Таблица 2.1. **Энергозатраты насосов фирм X, Y, Z и W**

Фирма	Напор, м	Подача, л/с	Потребляемая мощность, кВт	Количество моточасов в год	Энергопотребление в год, кВт	Энергопотребление за срок службы, кВт	Относительное энергопотребление, %
X	13,14	59,33	13,15	1 110	14 591	218 871	120
Y	12,29	56,60	11,80	1 163	13 725	205 875	113
Z	12,85	58,33	13,10	1 129	14 785	221 777	122
W	13,77	60,00	11,05	1 097	12 124	181 865	100

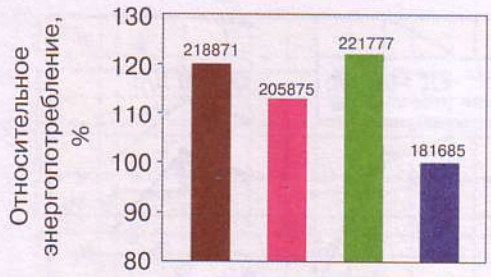


Рис. 2.4. Относительное энергопотребление насосов X, Y, Z, W на перекачку равных объемов (в кВт·ч)

Затраты на обслуживание любой техники весьма различаются. Немецкое объединение автотехобслуживания проанализировало 7,5 млн. автомобилей наиболее популярных марок. Согласно данным [19], число дефектов, обнаруженных у менее надежных марок (12—15 %), превышает количество поломок более надежных автомашин в 6—7 раз.

По насосам подобных масштабных исследований не было, но разница в затратах на ремонт и запчасти, как свидетельствуют эксплуатационники, еще существеннее. Тем более, что интенсивность нагрузок (число рабочих часов в сутки) и продолжительность использования насосов в годах значительно выше, чем автомобилей. Поэтому советуем поинтересоваться перед выбором насоса у специалистов о затратах на обслуживание насоса той или иной марки, а также получить у потенциальных поставщиков сведения о ценах на запчасти. И еще один совет, быть может, субъективный.

В последние годы многие известные фирмы переводят свое производство в страны с более дешевыми рабочей силой и прочими ресурсами. Сторонники этой тенденции будут доказывать, что качество агрегатов не изменится, так как сборка насосов осуществляется под контролем на современнейших технологических линиях. Но возникает вопрос: откуда на насосный завод, размещенный в развивающейся стране, будет поставляться литье, двигатели, другие комплектующие? Автор был свидетелем того, как немецкий завод после отбраковки четырех из пяти прибывших из развивающейся страны корпусов агрегатов, был вынужден заказывать литье в Германии, срывая сроки, но обеспечивая качество.

Другие фирмы предпочитают снижать себестоимость путем наращивания объема производства в несколько раз на родоначальном заводе, не увеличивая при этом численность персонала и экономя ресурсы. Потребителям, которые заботятся о качестве оборудования, следует заблаговременно выяснить, где оно будет изготавливаться.

При работе насоса со сточными водами высока вероятность засоров, которые сводят на нет любую энергоэффективность. О том, что засороустойчивость насосов весьма различна, свидетельствуют результаты опытов [2], проведенных с теми же насосами X, Y, Z, W (см. рис. 2.2).

В прозрачную емкость с водой вводили лоскуты размером 20×20 см из текстиля, каучука и полимерной пленки – по 50 лоскутов из каждого материала на испытуемый насос. После одинакового периода работы (по 30 минут) под-

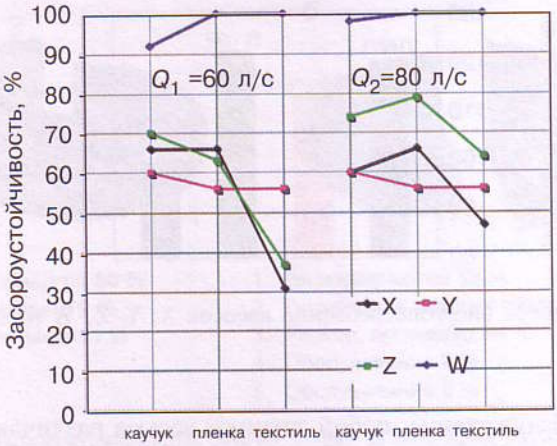


Рис. 2.5. Результаты испытаний насосов X, Y, Z, W на устойчивость к засорам (по количеству перекаченных лоскутов) при подачах Q_1 =60 л/с и Q_2=80 л/с

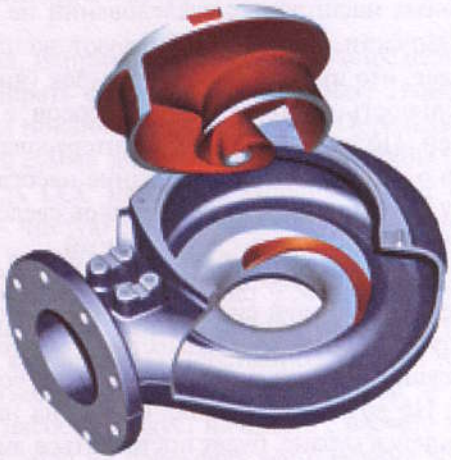


Рис. 2.6. Самоочищающееся полуоткрытое рабочее колесо N

считывали количество перекаченных насосами лоскутов и определяли, таким образом, устойчивость к засорам. Рис. 2.5 иллюстрирует результаты испытаний. Разница существенна. Наилучшие показатели обнаружили насосы с N-рабочим колесом. Оно представляет собой полуоткрытое рабочее колесо с симметричными лопастями S-образной формы, дополненное разгрузочным спиральным желобом, выполненным в воронкообразном днище улитки. Кромка лопастей рабочего колеса при этом закаливается по особой технологии для повышения его твердости и снижения износа (рис. 2.6).

Мы сравнили гидравлические КПД насосов, оснащенных рабочими колесами N, с насосами фирмы Z аналогичных параметров (Q, H), мощностью от 6 до 85 кВт. Сравнение вели по паспортным данным 28 насосов-аналогов [2]. Диаграмма (рис. 2.7) показывает, что КПД насосов с колесом N выше, для большинства типоразмеров агрегатов-аналогов.

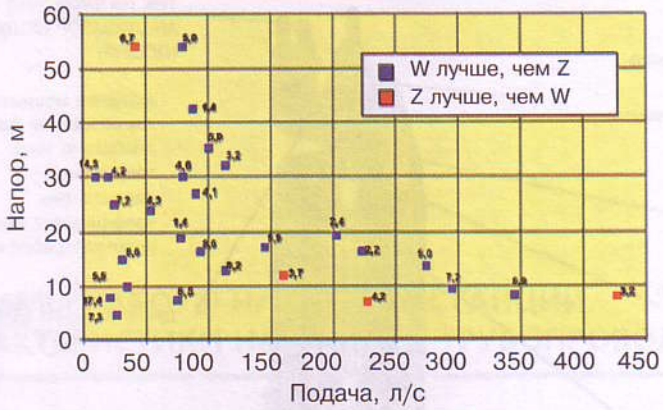


Рис. 2.7. Диаграмма сравнения паспортных данных 28 насосов-аналогов. Цифры на диаграмме — пункты различий КПД насосов фирм Z и W (с рабочим колесом N) мощностью от 6 до 85 кВт

Насосный агрегат состоит из гидравлической и электрической частей. Не менее важно учитывать и вторую составляющую.

Согласно данным Британской ассоциации гидравликов [20], насосы потребляют 31 % всей энергии, затрачиваемой промышленностью, а при работе по 4000 часов в год электродвигатель требует затрат на электроэнергию в несколько раз превышающих его стоимость. К сожалению, это не всегда учитывается. Существует практика завышения требуемой мощности насосной установки на 10—15 % заказчиком в задании на проектирование, а затем, самим разработчиком проекта на такую же величину. В результате лишь 20 % насосов используют подводимую мощность полностью, остальные имеют на 20—30 % завышенные по отношению к требуемым параметры [21]. Существует еще одна проблема. Пользователь насоса предпочитает ремонт (перемотку) сгоревшего статора покупке нового. Но отремонтированный двигатель, как правило, теряет в КПД. А если учесть, что 1 % повышения КПД обеспечивает экономию энергозатрат за период срока службы двигателя в размере равном его стоимости, то покупка нового мотора почти всегда выгоднее его перемотки [20].

Электродвигатели к погружным насосам изготавливаются в соответствии со стандартами изоляции статоров по классам: Y (90°C), E (120°C),



Рис. 2.8. Характеристика классов изоляции электродвигателей H и F. «Каждые 10 °C теплового запаса почти удваивают жизнь электродвигателя», — говорят специалисты

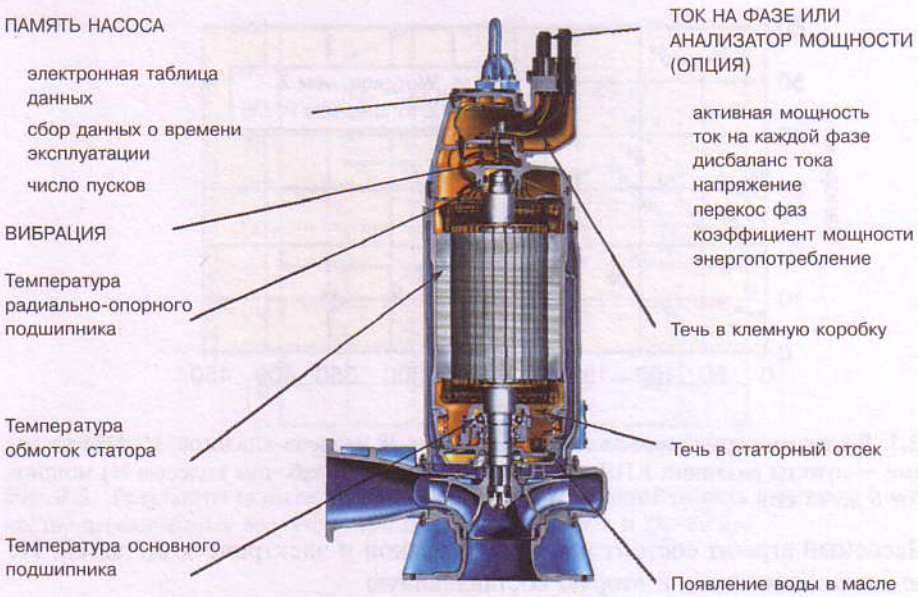


Рис. 2.9. Новая система мониторинга насосов MAS 711 отображает, запоминает и записывает

B (130°C), F (155°C) и H (180°C) [22]. Чем выше температурный предел (цифра в скобках), тем выше степень надежности агрегата.

В настоящее время фирмы, заботящиеся об уровне надежности производимого оборудования, комплектуют свои насосы электродвигателями высшего класса изоляции H (180°C). Но большинство производителей все еще используют менее дорогие электродвигатели класса изоляции F (155°C), температурный предел которых на 25°C ниже (рис. 2.8). Между тем каждые 10° теплового запаса, как считают специалисты и подтверждает практика, почти удваивают срок службы электродвигателя. Это обстоятельство следует учитывать при выборе оборудования.

Излечить болезнь всегда легче и дешевле в начале, пока она не прогрессирует. Так и с техникой. Поэтому, рассматривая насосы-аналоги, необходимо сравнить системы мониторинга, которыми они оснащены. В последние годы появились многофункциональные системы, позволяющие, помимо передачи аварийных сигналов с датчиков тепла, тока, вибрации и т.д., регулярно снимать показания с них, накапливать и хранить в «зашитом» в агрегат блоке памяти 20 лет и более (рис. 2.9). Естественно, это повысит цену насоса, но ощутимо снизит последующие расходы.

❐ ВЫВОД

При подборе насосов необходимо учитывать, что они лишь часть системы (водоводы, арматура и т.п.) доставки жидкости, поэтому определять параметры агрегатов без привязки к системе недопустимо. Главный критерий сравнения насосов – сумма затрат за весь период их службы. Цена является наименее значимым компонентом в сумме данных затрат по насосным агрегатам.

3

РЕЖИМЫ РАБОТЫ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И ТРУБОПРОВОДОВ

Режимы работы насосной станции существенно зависят от изменения режимов водопотребления или притока сточной жидкости. Как правило, режимы водопотребления и притока сточных вод определяются климатическими и погодными условиями, режимом работы предприятий и организаций города, числом культурных, спортивных мероприятий и другими факторами.

Режим водопотребления/водоотведения характеризуется суточными, недельными и тому подобными графиками, а также коэффициентами неравномерности. Суточный график населенного пункта имеет, как правило, пиковые возрастания в утреннее и вечернее время дня.

Режимы работы насосных установок промышленных предприятий определяются главным образом технологическим процессом предприятия.

Анализ работы насосных установок выполняется с использованием характеристик насосов и трубопроводов. Характеристиками насоса являются зависимости напора H, мощности N, коэффициента полезного действия (КПД) η и кавитационного запаса $\Delta h_{тр}$ (обозначаемого западными насосными фирмами NPSHR) от подачи насоса Q при определенной частоте вращения n рабочего колеса диаметром D.

При параллельной работе насосы подают воду в один или несколько напорных водоводов или в одну систему трубопроводов. Суммарная характеристика $Q–H$ параллельно работающих насосов строится сложением абсцисс их характеристик при одном и том же значении ординаты (напора), так как их общая подача равна сумме подач каждого насоса.

При последовательной работе двух центробежных насосов один из них качает жидкость во всасывающий патрубок другого, который подает ее в систему трубопроводов. Суммарная характеристика $Q–H$ последовательно работающих насосов строится сложением ординаты их характеристик при одной и той же подаче, так как развиваемый ими напор равен сумме напоров, создаваемых каждым насосом.

Зависимость между расходом жидкости через трубопровод Q и напором H, который требуется для обеспечения этого расхода, называется характеристикой трубопровода и описывается уравнением

$$H = H_S + SQ^2, \tag{3.1}$$

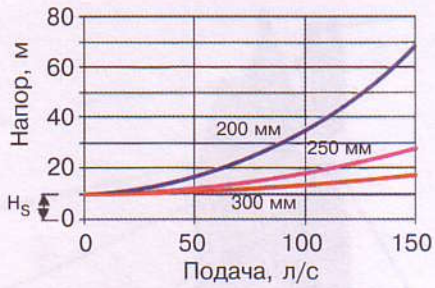


Рис. 3.1. Характеристики водоводов различных диаметров



Рис. 3.2. Определение оптимального диаметра трубопровода

где H_S – статический напор, обусловленный разностью геодезических отметок подачи и приема жидкости; S – гидравлическое сопротивление трубопровода.

Гидравлическое сопротивление зависит от материала трубопровода и его диаметра. Характеристики водоводов диаметром 200, 250 и 300 мм протяженностью 500 м, представлены на диаграмме (рис. 3.1) показывают сколь различаются потери в них.

Чем выше потери, тем выше требуемые энергозатраты насоса на прокачку жидкости по трубе.

Однако с увеличением диаметра водовода растет его стоимость. Диаграмма (рис. 3.2) позволяет оценить количественную зависимость стоимости системы насос–трубопровод от изменения диаметра и найти оптимальный диаметр водовода.

Наряду с потерями по длине нужно учитывать также сумму местных потерь Σ_h (рис. 3.3), определяемую по формуле

$$\Sigma_h = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 \ldots\ldots \xi_n) V^2/2g, \qquad (3.2)$$

где ξ — коэффициент потерь в отдельных элементах обвязки насоса; V – скорость жидкости в трубе, м/с.

Используя данную формулу, при скорости жидкости в трубе, например, 2 м/с легко подсчитать, что суммарная величина местных потерь обвязки (рис. 3.3) составит $H_м = 0{,}6$ м.

Графически характеристика трубопровода изображается параболой. Пересечение характеристик Q–H насоса и трубопровода дает рабочую точку насоса. Координаты этой точки в плоскости Q–H соответствуют подаче и напору при данном режиме работы насосов и трубопровода (рис. 3.4–3.7).

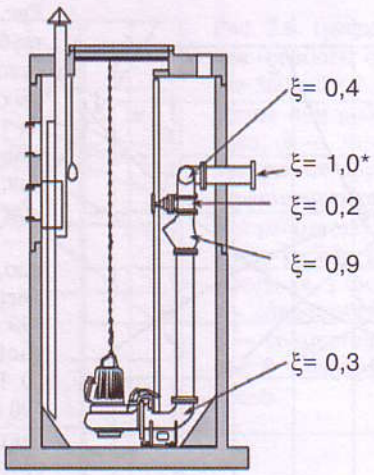


Рис. 3.3. Коэффициенты местных гидравлических потерь ξ в стандартных элементах обвязки насоса

Работа насоса наиболее экономична, когда его подача и напор соответствуют максимальному значению КПД. Вместе с тем допускается некоторое отклонение рабочих параметров этих насосов от значений, указанных в каталогах. Однако они не должны выходить за пределы рекомендуемых подач насоса, которые обычно отмечаются черточками на характеристиках КПД, поскольку при этом возможна перегрузка насосного агрегата, кроме того, существует опасность возникновения кавитации. Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, сопровождаемое образованием и разрушением пузырьков, заполненных парами жидкости, газами или их смесью. Явление кавитации сопровождается дополнительными потерями энергии и разрушением поверхностей рабочего колеса и корпуса насоса.

На практике нередко возникают сложности с рациональным подбором насосов по количеству и параметрам. Сложности, как правило, обусловлены существенной разницей величин минимальной и максимальной производительности насосной станции. Эта разница усугубляется требованием [13] обеспечения пропуска максимального расхода на случай аварийного отключения одного из напорных трубопроводов. Поэтому расчетный диапазон $Q–H$ параметров единичного насоса нередко расширяется настолько, что обеспечить его работу в зоне оптимума КПД и не вывести агрегат за пределы ограничений по мощности или кавитационному запасу весьма нелегко. Некоторые рекомендации о том, как лучше приспособить агрегаты к переменным величинам системы, приведены в следующих примерах.

◆ Пример 1

Расчетная производительность канализационной насосной станции (КНС) $Q = 5560$ м^3/ч. Требуемый напор при аварийном отключении одного из двух водоводов $H = 50$ м. Минимальный реальный приток на станцию $Q_{min} = 900$ м^3/ч. Необходимо подобрать насосы, устойчиво работающие во всем диапазоне притоков, включая аварийный – на один водовод. Первона-

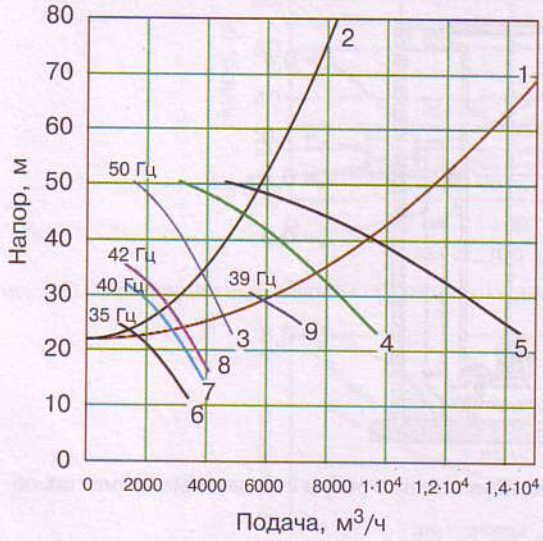


Рис. 3.4. График совместной работы трубопроводов и погружных насосов мощностью 490 кВт (4 шт., 2 резервных) с частотным преобразователем на 1 насос: 1 — характеристика системы при работе двух трубопроводов; 2 — характеристика системы при работе одного трубопровода; 3 — характеристика насоса мощностью, 490 кВт, 50 Гц; 4 — кривая совместной работы двух насосов 490 кВт, 50 Гц; 5 — кривая совместной работы трех насосов 490 кВт, 50 Гц; 6 — характеристика насоса 490 кВт при частоте 35 Гц; 7 — характеристика насоса 490 кВт при частоте 40 Гц; 8 — характеристика насоса 490 кВт при частоте 42 Гц; 9 — кривая совместной работы насоса 490 кВт, 50 Гц и насоса 490 кВт, 39 Гц

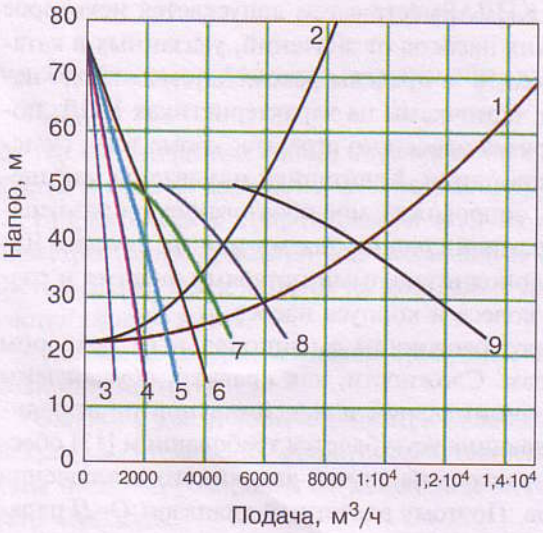


Рис. 3.5. График совместной работы трубопроводов и погружных насосов мощностью 490 кВт (2 шт.) и насосов 125 кВт (4 шт.): 1 — характеристика системы при работе двух трубопроводов; 2 — характеристика системы при работе одного трубопровода; 3 — характеристика насоса, 125 кВт; 4 — кривая совместной работы двух насосов мощностью 125 кВт; 5 — график совместной работы трех насосов мощностью 125 кВт; 6 — кривая совместной работы четырех насосов мощностью 125 кВт; 7 — характеристика насоса, 490 кВт; 8 — кривая совместной работы одного насоса 490 кВт и двух 125 кВт; 9 — кривая совместной работы двух насосов 490 кВт и четырех насосов 125 кВт

чально были предложены четыре погружных насоса (два из них резервные) мощностью 490 кВт, подачей $Q = 4100$ м^3/ч, напором $H = 37$ м, с частотным регулирующим электроприводом, управляющим работой одного из насосов. Графики совместной работы насосов, частотного преобразователя и водоводов представлены на рис. 3.4.

Заказчик, признав это предложение лучшим (назовем его *вариантом 1*), попросил найти возможность удешевления.

Задачу удалось решить посредством подбора двух групп агрегатов мощностью 490 и 125 кВт (*вариант 2*), отличающихся по величинам единичных подач приблизительно в той же пропорции, в которой соотносятся величины минимального и расчетного притоков.

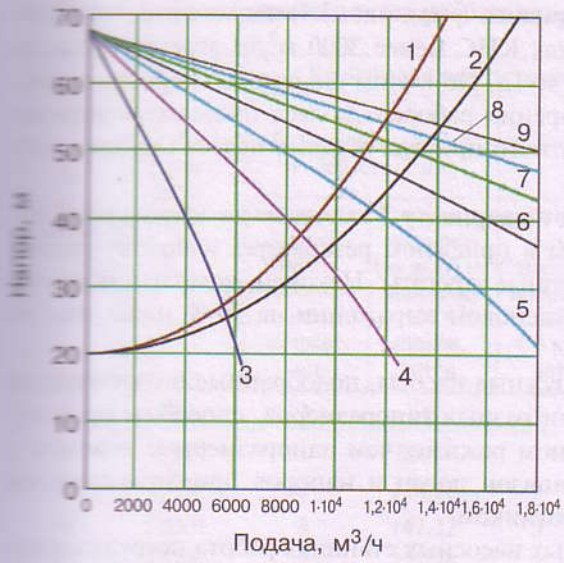


Рис. 3.6. График систем трубопроводов и работы семи погружных насосов 560 кВт: 1 — характеристика системы при работе одного трубопровода; 2 — характеристика системы при работе двух трубопроводов; 3 — характеристика насоса; 4 — совместная работа двух насосов; 5 — совместная работа трех насосов; 6 — совместная работа четырех насосов; 7— совместная работа пяти насосов; 8 — совместная работа шести насосов; 9 — совместная работа семи насосов

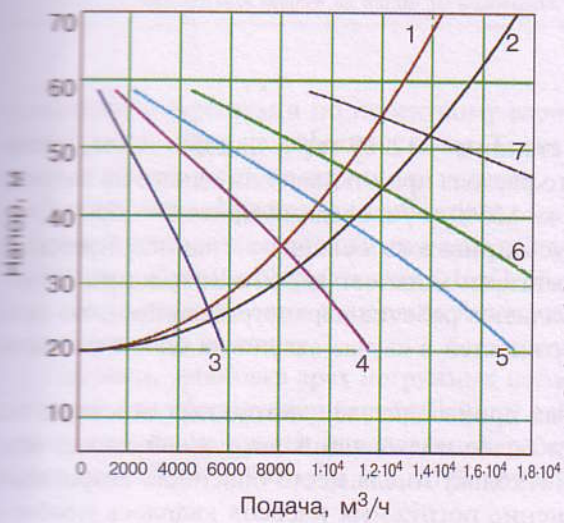


Рис. 3.7. График систем трубопроводов и совместной работы трех погружных насосов, 470 кВт и трех классических насосов по 600 кВт: 1 — характеристика системы при работе одного трубопроводов; 2 — характеристика системы при работе двух трубопроводов; 3 — характеристика насоса 470 кВт; 4 — совместная работа двух насосов по 470 кВт; 5 — совместная работа трех насосов по 470 кВт; 6 — совместная работа трех насосов, 470 кВт и одного насоса 600 кВт; 7 — совместная работа трех насосов, 470 кВт, и трех насосов по 600 кВт

Из графика совместной работы насосов и водоводов (рис. 3.5) видно, что, комбинируя количеством работающих агрегатов в зависимости от притока, КНС справится с перекачкой стоков во всем диапазоне как в нормальном, так и в аварийном режимах.

Анализ графиков на рис. 3.4 и 3.5 позволяет сделать следующие выводы:

оба варианта подбора оборудования как 1 (однотипные насосы плюс частотный преобразователь), так и 2 (две группы насосов, отличающихся по подаче, без «частотника») обеспечивают аналогичную откачку, адекватную притоку на КНС;

насосы по вариантам 1 и 2 справятся с откачкой 100 % расчетного притока по одной нитке водовода при подключении резервных агрегатов, установленных на КНС;

вместе с тем, недостатком варианта 1 (см. рис. 3.4) является то, что большую часть времени (при притоках КНС менее 3000 м^3/ч) агрегаты должны будут работать на частотах ниже 40 Гц. Но в этом диапазоне скорости вращения повышается опасность засорения рабочего колеса насоса содержимым стоков, а КПД собственно частотного привода заметно падает (об этом подробнее в главе 4).

Кроме того, меньшие насосы по варианту 2 имеют более низкое расположение патрубков к уровню воды в приемном резервуаре, и потому полнее используют его емкость, чем крупные агрегаты. Наконец, комплект оборудования по варианту 2 оказался в ценовом выражении на 30 % ниже, чем по варианту 1 с «частотником».

Пример показывает, что погружные насосы, подобранные в соответствии с колебаниями притока группами разных типоразмеров, способны производить откачку в более экономичном режиме, чем одноразмерные агрегаты с частотным регулированием. Диапазон подач и напоров при этом оказался шире, чем по варианту 1 с «частотником».

Вместе с тем на особо крупных насосных станциях работа погружных насосов совместно с классическими насосами разной производительности, может быть рациональной.

◆ Пример 2

Расчетная подача насосной станции – 12000 м^3/ч, напор – 45 м, напор для прокачки 100 %-го расчетного расхода при отключении одного из водоводов – 55 м, минимальный приток – 5500 м^3/ч, средний приток – 8750 м^3/ч.

Проектом (вариант 1) предусматривалось оснащение данной насосной станции семью погружными агрегатами мощностью 560 кВт каждый. Подобранные насосы хорошо вписывались в рабочие параметры станции, но оказывались на пределе своих возможностей в случае аварии на одном из водоводов (рис. 3.6).

Номенклатура всех известных производителей погружных агрегатов не позволяла на тот момент найти более подходящий погружной насос, чем предусмотренный по проекту. Поскольку имела место опасность аварийных затоплений станции, то применение погружных насосов являлось необходимым условием.

Тогда возникла идея (вариант 2) совместной установки трех классических агрегатов с сухими двигателями большей мощности (по 600 кВт) с тремя погружными по 470 кВт – меньшей, чем по проекту. Подачи насосов при расчетном напоре (H = 55 м) – 2650 и 1260 м^3/ч – соотносятся в той же пропорции, что и величины максимального и минимального притоков.

На рис. 3.7 представлен график совместной работы этих агрегатов на систему двух напорных водоводов, а в табл. 3.1. приведено сравнение параметров насосной станции, оснащенной по проектному и комбинированному вариантам.

Как видно из табл. 3.1, разнотипные насосы по варианту 2 обеспечивают перекачку по четырем основным точкам работы станции с экономией в среднем 9,3 %. Отсюда насосы, подобранные по варианту 2, обеспечат, по

Таблица 3.1. **Результаты анализов работы насосов по вариантам 1 и 2**

№ режима работы	Характерный приток на НС, м³/ч	Комбинации работы оборудования по вариантам					
		По варианту 1. Однотипные насосы по 560 кВт (7 шт.)		По варианту 2. Две группы насосов по 470 кВт (3 шт.) и по 600 кВт (3 шт.)			
		количество одновременно работающих насосов, шт	удельная мощность (на валу) на перекачку 1000 м³ стоков, кВт·ч	работающие насосы мощностью 470 кВт, шт	работающие насосы мощностью 600 кВт, шт т	удельная мощность на перекачку 1000 м³ кВт·ч	экономия энергии по отношению к варианту 1, %
1	2	3	4	5	6	7	8
1	5500	1	90,54	1	—	82,7	9,4
2	8750	2	110,26	2	—	100,22	10,0
3	12000	4	147,22	3	1	142,8	3,1
4*	12000	7	227,78	3	3	195,0	16,8

* Работа насосов при аварии на одном из водоводов.

сравнению с агрегатами по проектному варианту 1, в среднем за год экономию 7,7 млн кВт·ч на перекачку воды. Такая экономия сопоставима со стоимостью одного из рассмотренных насосов.

Кроме того, инвестиционные затраты на закупку шести разнотипных агрегатов против семи погружных насосов для данной станции оказались на 20 % ниже. При этом требование СНиП об установке на насосной станции двух резервных насосов с наибольшей подачей (строка 3, табл. 3.1) также выдерживается по варианту 2.

Наконец, установка трех погружных насосов по варианту 2 является достаточной для обеспечения бесперебойной работы станции в случае ее затопления, поскольку при их параллельной работе на два водовода объем перекачки составляет 10700 м³/ч, т.е. 90 % максимального притока.

❐ ВЫВОД

Одновременное использование в насосных станциях насосов разной производительности и даже различных типов может оказаться рациональнее применения одинаковых по подачам и типам агрегатов, управляемых регулируемым электроприводом. Рекомендуемое соотношение величин подач насосов при этом должно быть приблизительно равным соотношению объемов максимального расчетного и минимального фактического часового водопотребления/водоотведения по насосной станции.

4

ФАКТОРЫ ВЛИЯНИЯ НА РАБОТУ НАСОСОВ

Надежность и эффективность работы насосных агрегатов зависит от многих факторов. Наибольшее влияние оказывают кавитация, вибрация, осевые и радиальные нагрузки, объемные и локальные водовороты.

4.1. Кавитация

Пожалуй, главный источник проблем с насосами — это кавитация — явление образования в жидкости полостей (кавитационных пузырьков или каверн), заполненных газом, паром или их смесью. Кавитация возникает в результате местного понижения давления в жидкости, которое может происходить при увеличении ее скорости (гидродинамическая кавитация) [61]. Перемещаясь с потоком в область с более высоким давлением, кавитационный пузырек захлопывается, излучая при этом энергию, которая разрушает поверхность рабочих колес, улиток (рис. 4.1) и т.д.

Эта энергия также создает ударные волны, вызывающие вибрацию, распространяющуюся на рабочее колесо, вал, уплотнения, подшипники, повышая их износ. Возникновение кавитации обусловлено разными причинами (табл. 4.1), но всегда связано с неучетом законов гидравлики и гидродинамики при проектировании.

Каждый насос характеризуется величиной кавитационного запаса $\Delta h_{тр}$ (NPSHR) — это минимальное давление, в пределах которого у жидкости, по-



Рис. 4.1. Кавитация улитки после года работы насоса

Таблица 4.1. **Виды и причины возникновения кавитации**

Виды кавитации	Причины возникновения
Внутренняя рециркуляция	Наличие на напорной стороне насоса прикрытой задвижки, засоренного фильтра, давления со стороны системы свыше расчетного. Насос работает в точке, левее оптимальной зоны
Возмущения в проточной части	Рабочее колесо завышенного размера. Использование несоответствующих деталей, установленных при ремонте
Засасывание воздуха	Неподходящее уплотнение вала. Повышенные скорости потока во всасывающей линии. Несоосность, несоразмерность фланцев. Работа насоса в точке, правее оптимальной зоны
Турбулентность	Проектом заложены несоответствующие техническим требованиям линия всасывания, приемный резервуар, обвязка, арматура
Парообразование	Несоответствия по кавитационному запасу. На всасывающей стороне есть прикрытая задвижка, засоренный фильтр. Всасывание происходит с недостаточной глубины

падающей в насос, сохраняется однофазное состояние, т.е. состояние собственно жидкости. Номинальное значение $\Delta h_{тр}$ и кривую зависимости $\Delta h_{тр}$ от подачи/напора обязан предоставлять производитель насоса.

Насос в станцию необходимо подбирать, устанавливать и обвязывать так, чтобы он располагал в зоне своей работы (определяется наложением характеристик насосов и системы водоводов) тем допустимым кавитационным запасом $\Delta h_{доп}$ (NPSHA), величина которого была бы выше $\Delta h_{тр}$ (NPSHA > NPSHR).

Иными словами, $\Delta h_{доп}$ – есть потенциальная энергия жидкости у всасывающего отверстия насоса, $\Delta h_{доп} = H_a + H_s - H_{vp} - H_f - H_i$, где H_a — атмосферное давление (10 мм водного столба); H_s — статический напор (положительный или отрицательный), определяемый как разность уровней между свободной поверхностью жидкости и осью насоса, м; H_{vp} — давление паров перекачиваемой жидкости, зависящее от температуры, м; H_f — потери на трение во всасывающей линии, м; H_i — потери в пространстве между горловиной и головкой рабочего колеса насоса (если неизвестны, можно принять равными 0,6 м) [6].

◆ Пример 1

Нужно определить геометрическую высоту всасывания H_o (рис. 4.2) для насоса с $\Delta h_{доп} = 7$ м.

Расчетом с помощью рекомендаций [33] и [6] получаем потери: на входе в насос $H_i = 0{,}6$ м; на трение во всасывающей линии $H_f = 0{,}3$ м; на задвижке $H_v = 0{,}1$ м; на конфузоре $H_к = 0{,}1$ м; давление насыщенных паров $H_{vp} = 0{,}2$ м. Величина H_o равна H_s со знаком минус.

Для получения искомой H_o решим три уравнения.

$$\Delta h_{доп} = 1{,}1\Delta h_{тр}, \qquad (4.1)$$

где 1,1 – коэффициент запаса, принимаемый в зависимости от условий работы насоса 1,1–1,5 [6].

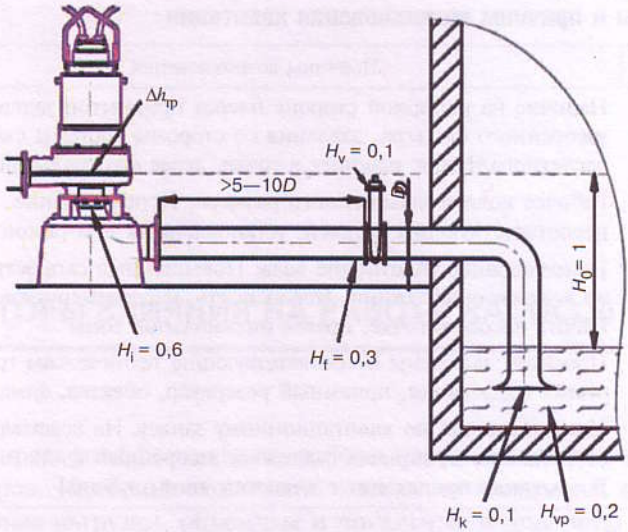


Рис. 4.2. Расчет геометрической высоты всасывания H_0

$$H_o = -H_s, \tag{4.2}$$

так как уровень воды отрицательный по отношению к оси насоса.

$$\Delta H_{доп} = H_a + H_s - H_{vp} - H_к - H_v - H_f - H_i. \tag{4.3}$$

Отсюда

$$H_o = -(1,1\Delta H_{тр} - H_a + H_{vp} + H_к + H_v + H_f + H_i) \text{ или}$$

$$H_o = -(1,1\times 7 - 10 + 0,2 + 0,1 + 0,1 + 0,3 + 0,6) = -(-1) = 1 \text{ м}.$$

Требуемый кавитационный запас $\Delta h_{тр}$ обычно вычисляют по характеристике, представляемой производителем насоса. Кривая $\Delta h_{тр}$ начинается с точки нулевой подачи и медленно растет с ее увеличением. Когда значение подачи уходит вправо от оптимальной зоны, кривая $\Delta h_{тр}$ резко возрастает. Область справа от зоны оптимального КПД обычно является кавитационно опасной. Кавитационный запас не поддается контролю с точки зрения механики, и оператор насосной станции (особенно если он не ознакомлен с характеристиками насосов) улавливает по металлическому шуму и щелчкам развившуюся кавитацию. К сожалению, на рынке слишком мало приборов, позволяющих наблюдать и предотвращать кавитацию. Хотя датчик давления на всасывающей стороне насоса, подающий сигнал тревоги при падении давления ниже допустимого для конкретного агрегата, мог бы и должен применяться повсеместно.

Многие операторы знают, что звук пропадает после прикрытия задвижки. Но, снижая тем самым подачу и кавитацию, можно не достичь технологических параметров производственного процесса или водоснабжения/водоотведения. Для того чтобы правильно устранить кавитацию, нужно использовать принцип – на входе в насос должно всегда быть жидкости больше, чем на выходе. Вот несколько простых способов как этого достичь:

— заменить диаметр всасывающего патрубка на больший;

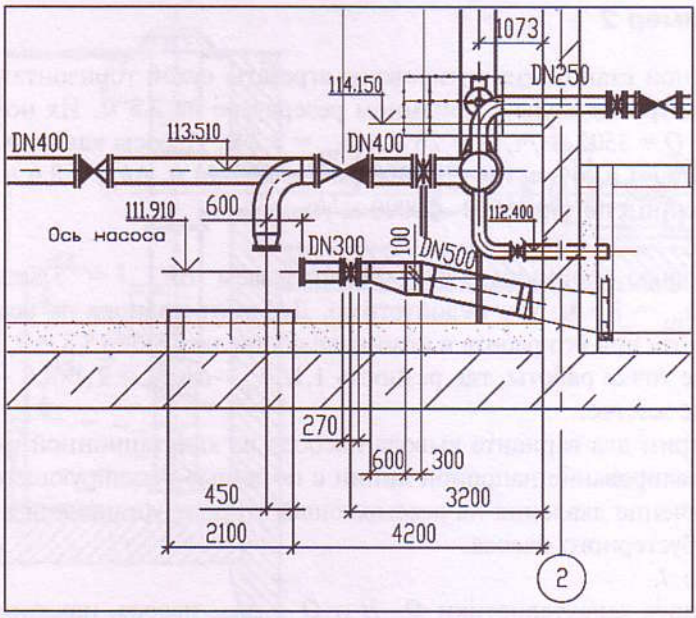


Рис. 4.3. Пример неверной обвязки насоса. Диаметр всасывающего патрубка меньше, чем напорного

— переместить насос ближе к питающему резервуару, но не ближе 5—10 диаметров всасывающей трубы;

— понизить сопротивление во всасывающей трубе заменой ее материала на менее шероховатый, задвижки на шиберную, характеризующуюся меньшими местными потерями, удалением обратного клапана;

— если всасывающая труба имеет повороты, уменьшить их количество и (или) заменить отводы малых на большие радиусы поворота, сориентировав их в одной плоскости (иногда правильнее заменить жесткую трубу гибкой);

— увеличить давление на всасывающей стороне насоса повышением уровня в питающем резервуаре либо снижением оси установки насоса, либо использованием бустерного насоса.

Изложенные способы просты и понятны любому специалисту, но рассматриваю недавно проект, выполненный авторитетной проектной организацией, и обнаруживаю, что насосы с подачей 1400 м^3/ч оборудованы задвижками (рис. 4.3) диаметрами 400 мм с напорной и 300 мм со всасывающей стороны!? «Вы перепутали диаметры», – говорю. – Не может насос, изготавливаемый солидной европейской фирмой, быть выполнен вопреки классическому правилу: всасывающий патрубок должен быть больше напорного!»

Оказалось, что патрубки имеют одинаковые диаметры по 300 мм. Чем руководствуется насосная фирма, догадаться нетрудно. С подходящим под данную подачу всасывающим патрубком диаметром 400 или 500 мм возросли бы размер улитки и цена. Но если бы проектировщик подсчитал получаемую скорость на входе в насос 5,5 м/с, а за насосом 3,1 м/с, то смог бы убедить заказчика отказаться от насоса, предрасположенного к кавитации, хотя и менее дорогого.

◆ Пример 2

В насосной станции смонтированы агрегаты сухой горизонтальной установки выше уровня воды в приемном резервуаре на 2,8 м. Их номинальные параметры: $Q = 3500$ м^3/ч, $H = 26$ м, $\Delta h_{тр} = 7{,}7$ м. Насосы кавитируют. Реально они работают в точке, где $Q = 3900$ м^3/ч, $H = 24$ м, $\Delta h_{тр} = 8{,}6$ м. Диапазон подач насосной станции 6000—10000 м^3/ч.

Решение.

С помощью формулы (4.3) подсчитываем $\Delta h_{доп} = 5{,}8$ м. Отсюда $\Delta h_{доп} < 1{,}1\Delta h_{тр} = 8{,}5$ м, что недопустимо. Дефицит подпора на всасывающей стороне насоса при его работе в номинале составляет $8{,}5 - 5{,}8 = 2{,}7$ м. В фактической же точке работы, где разность $1{,}1\Delta h_{тр} - \Delta h_{доп} = 1{,}1 \times 8{,}6 - 5{,}8 = 3{,}7$, условия еще жестче.

Рассмотрим два варианта вывода насосов из кавитационной работы:

— дросселирование напорной линии с помощью регулирующего клапана;

— увеличение давления на всасывающей стороне установкой в приемном отделении бустерного насоса.

Вариант 1.

Анализируя характеристики $Q—H$ и $Q - \Delta h_{тр}$ насоса, находим $Q = 2000$ м^3/ч, при котором $\Delta h_{тр} = 3{,}8$ м $< \Delta h_{доп}$. Подбираем регулирующий клапан, способный поддерживать давление в напорной линии каждого насоса на уровне 3,5 бар, что соответствует единичной подаче 2000 м^3/ч. Строим графики совместной работы трех насосов с тремя клапанами и трубопроводов (рис. 4.4). Три насоса справляются с минимальным притоком 6000 м^3/ч.

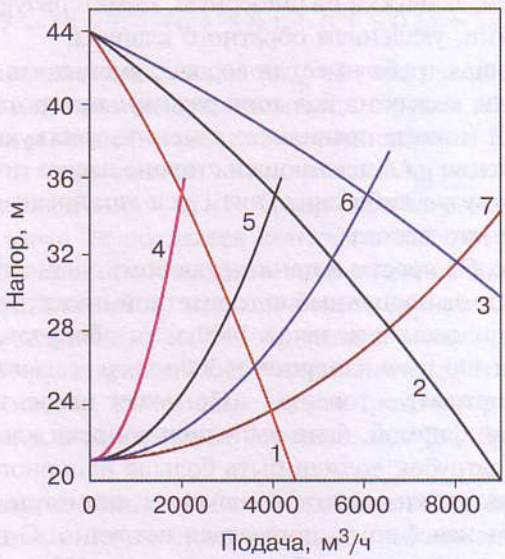


Рис. 4.4. Графики совместной работы трех насосов и водоводов с регулируемыми клапанами: 1, 2, 3 — кривые одно, двух и трех параллельно работающих насосов соответственно; 4, 5, 6 — графики водоводов с редукционными клапанами, поддерживающими давление в системе 3,5 бар при работе одного, двух и трех насосов соответственно; 7 — характеристика водовода без дросселирования

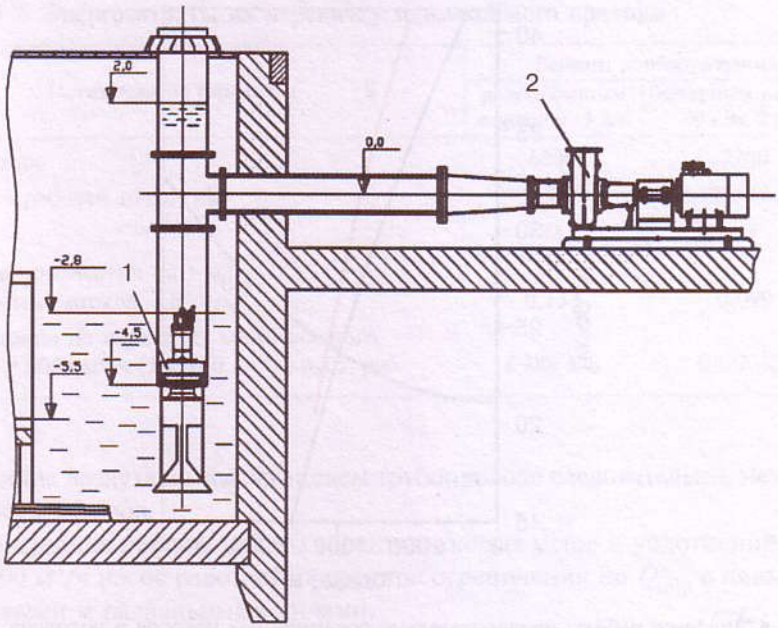


Рис. 4.5. Погружной осевой насос 1, создающий подпор насосу сухой установки 2

Вариант 2.

Ранее показано, что недостаток напора на всасывающей стороне насоса составляет 3,7 м. Установим туда бустерный насос. Наиболее просто монтируемыми и подходящими для подъема значительных объемов воды на небольшую высоту являются насосы с осевыми или диагональными рабочими колесами. Такие агрегаты устанавливаются непосредственно в нагнетательную колонну (в данном случае открытую) (рис. 4.5).

Подбираем насос с номинальными параметрами $Q = 3000$ м^3/ч, $H = 5{,}5$ м, $\eta = 83$ %. Характеристики работы пары последовательно соединенных насосов представлены на рис. 4.6, трех пар насосов последовательно-параллельно соединенных совместно с водоводом, — на рис. 4.7.

Пуск существующего насоса производится с задержкой, после того как осевой бустерный агрегат наполнит колонну водой до возможного излива.

Анализ характеристик показывает:

1) подача бустерного агрегата (рис. 4.6) в рабочем диапазоне выше, чем у существующего, что обеспечивает стабильный подпор последнему;

2) рабочая точка двух пар параллельно действующих насосов (рис. 4.7) соответствует $Q = 7200$ м^3/ч, $H = 30$ м и находится в зоне оптимума обоих агрегатов;

3) требуемый кавитационный запас существующих насосов сухой установки в этой точке $\Delta h_{тр} = 6$ м.

Подсчитываем располагаемый кавитационный запас по формуле (4.3):

$\Delta h_{доп} = 10+2{,}0—0{,}2—0{,}2—0{,}1—0{,}3—0{,}6 = 10{,}6$ м;

$10{,}6 > 6{,}6$, т.е. условие $\Delta h_{доп} > 1{,}1\Delta h_{тр}$ соблюдено.

Угрозы кавитации нет.

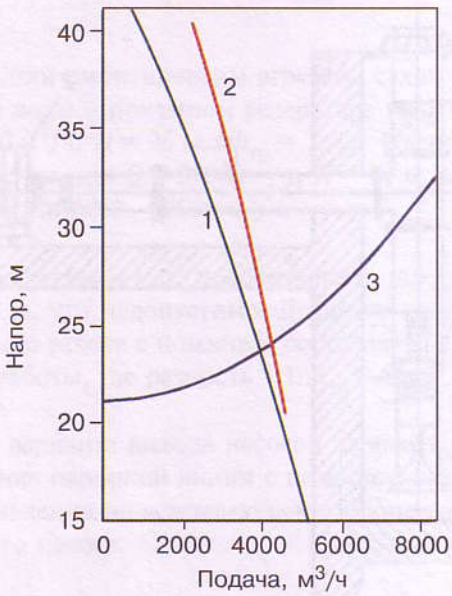


Рис. 4.6. Графики работы последовательно соединенных насосов и водовода: 1 — характеристика насоса сухой установки; 2 — совместная характеристика последовательно работающих насосов; 3 — характеристика водовода

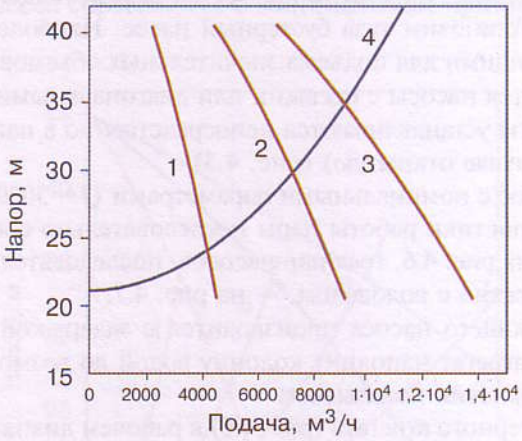


Рис. 4.7. График параллельной работы трех пар последовательно соединенных насосов и водовода: 1, 2, 3 — графики работы одной, двух, трех пар последовательно соединенных насосов, соответственно; 4 — характеристика водовода

Сравнение вариантов 1 и 2 по энергозатратам (табл. 4.2) показывает явное преимущество в использовании бустерных насосов, а эффект от экономии электроэнергии составляет 2081272 руб. в год, что сравнимо с закупочной ценой агрегата.

Также необходимо отметить, что установка редукционного клапана по варианту 1 не исключает следующих проблем:

Таблица 4.2. **Энергозатраты на перекачку минимального притока**

Показатели по вариантам	Вариант дооборудования	
	редукционным клапаном, 3 шт.	бустерным насосом 60 кВт, 2 шт.
Подача, $м^3$/час	6000	7200
Мощность в рабочей точке, кВт	3×266	2×(295+62,8)
КПД, %	71	83
Затраты электроэнергии на 1 $м^3$ перекачиваемых стоков, кВт·ч/$м^3$	0,133	0,099
Годовые затраты на перекачку минимального притока Q = 6000 $м^3$/ч (1 кВт·ч — 1,2 руб), руб.	8 388 576	6 307 304

— наличие воздуха во всасывающем трубопроводе следовательно, неустойчивая работа насосов;

— уменьшение ресурса работы подшипниковых узлов и уплотнений. При подаче 2000 $м^3$/ч насос работает на границе ограничения по Q_{min} с повышенными осевыми и радиальными силами.

Таким образом, можно сравнивать эффективность различных мероприятий по устранению кавитации.

4.2. Вибрация

Вибрация возникает от работы вращающихся частей агрегата и, хотя устранить ее полностью невозможно, нужно знать, как поддерживать вибрацию на приемлемом уровне.

Основной причиной вибрации является пульсация давления в проточной части насоса. Особенно большие нагрузки испытывают те узлы и элементы, где поток создает переменные по направлению силы воздействия. Это прежде всего язык спирального отвода и лопатки направляющего аппарата. Обтекание их неравномерным потоком, выходящим из рабочего колеса, происходит с разнонаправленным вектором сил и периодическим вихреобразованием. В зонах вихрей давление может понижаться до парообразования даже в состоянии подтопления. Появление и последующее схлопывание пузырей сопровождается выбросом энергии, которая резко повышает уровень вибрации, вследствие чего усиливаются шум и износ агрегата.

При отклонении параметров подачи и напора насоса от оптимальных значений наступает рост вибрации и, следовательно, износа агрегата. Особенно страдают вращающиеся детали. Поэтому фирмы, производящие подшипники для насосов, не отвечают за снижение срока службы подшипника (50 тыс. моточасов), если рабочая подача Q центробежного насоса выходила за пределы $0{,}5Q_н < Q < 1{,}25Q_н$ и если напор H насоса с осевым или диагональным рабочими колесами превышал $1{,}25H_н$ ($Q_н$ и $H_н$ – номинальные подача и напор).

Уровень вибрации в значительной степени зависит от того, насколько качественно выполнялась балансировка рабочего колеса.

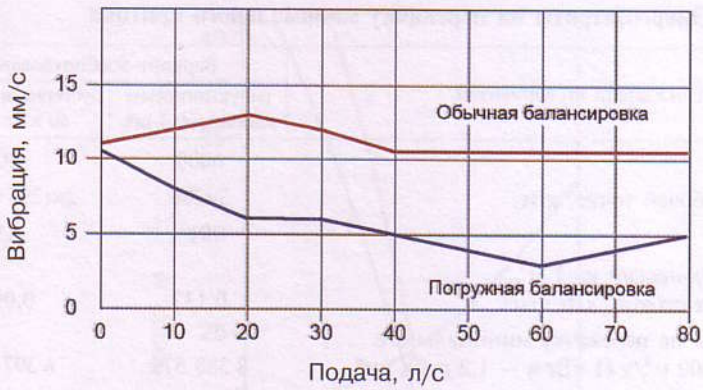


Рис. 4.8. Подводная балансировка существенно снимает дисбаланс и вибрацию рабочих колес по сравнению с обычно выполняемой насосными заводами



Рис. 4.9. Коэфициенты быстроходности для различных форм лопастей рабочих колес

Балансировка рабочего колеса, выполняемая на насосных заводах традиционным способом, уже не является достаточной. При работе колеса в воде гидравлические силы искажают баланс, достигнутый в сухих условиях. Новый способ, осуществляемый с помощью математической модели [23], которая имитирует подводные условия, существенно снижает дисбаланс и вибрацию (рис. 4.8). Соответственно снижается износ уплотнений, подшипников, вала.

Для классификации рабочих колес по типам и описания их геометрии, с точки зрения изменения направления потока жидкости при движении ее в рабочем колесе от входа до выхода из него, используют понятие быстроходности.

Численное значение быстроходности обозначается коэфициентом быстроходности N_S и по нему классифицируют типы рабочих колес. Величины N_S для одних и тех же типов рабочих колес, приводимые в российских и зарубежных источниках, отличаются. Дело в том что российская трактовка коэффициента быстроходности – это частота вращения (число оборотов в минуту) такого эталонного рабочего колеса, геометрически подобного данному, кото-

рое при максимальном КПД и подаче 0,75 м^3/с развивает напор 1 м. Например, в американской трактовке – это то же, но при подаче 1 галлон оно развивает напор в 1 фут.

Поскольку погружные насосы производятся в основном пока за рубежом, здесь приведена (рис. 4.9) классификация рабочих колес в иностранной трактовке по коэффициенту быстроходности, вычисляемому по формуле:

$$N_S = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

где n – число оборотов в минуту; Q – подача при максимуме КПД л/с; H – напор при максимальном КПД, м.

Рабочие колеса с наибольшим изменением направления движения (от осевого на входе к радиальному на выходе) генерируют повышенные напоры за счет центробежного эффекта. Рабочие колеса, лопасти которых наименее отклоняют поток – осевые, характеризуются повышенными подачами, но низкими напорами.

Повышенная вибрация, помимо снижения надежности агрегата, вызывает шум и оказывает вредное влияние на персонал. Следует отметить, что при погружной (мокрой) установке насосов этот вредный эффект практически отсутствует.

В насосной станции для поддержания вибрации на приемлемом уровне агрегаты необходимо устанавливать с учетом следующих правил.

1. Все части системы (агрегат, трубопроводы, арматура, опоры и т.д.) должны быть достаточно прочными и жестко закрепленными, чтобы собственные колебания имели частоты ниже наименьшей естественной частоты колебаний системы.

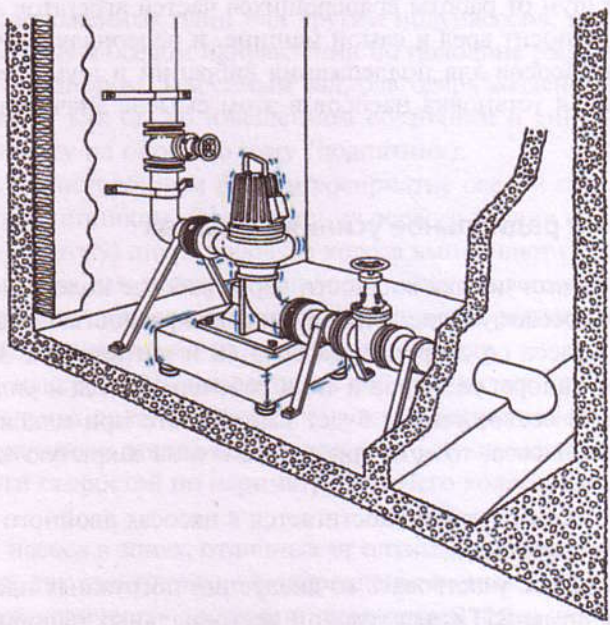


Рис. 4.10. Установка насоса и его обвязка, минимизирующие вибрацию

2. Насос должен быть изолирован от конструкции станции, поэтому основание (станина) агрегата должно иметь массу более чем вдвое превышающую массу его вращающихся частей. Можно использовать специальные гибкие опоры или резиновое покрытие между основанием насоса и полом станции.

3. Трубопроводы должны прочно крепиться с помощью анкерных болтов и гибких опор к полу и по возможности к стенам станции. Ближние к насосу опоры располагаются от него на расстоянии 1/3 критической длины трубопровода, при которой возникают первые естественные колебания.

4. Тяжелые элементы системы (задвижки, клапаны) должны быть закреплены с помощью дополнительных опор. Рекомендуется использовать сильфоны для соединений насоса с трубами и между трубами (рис. 4.10).

5. Рекомендуется на напорной стороне насоса устанавливать переход на больший диаметр (диффузор), что снижает скорость жидкости и потери на трение. Обратный клапан и за ним задвижка монтируются после диффузора (по направлению потока).

6. Участок трубы между опорами должен быть меньше 70 % критической длины трубы. Эту величину рассчитывают по формулам [24, 25] либо находят в таблицах [26].

Использование частотно-регулируемого привода может вызывать в определенном диапазоне частот (когда они совпадают с собственными частотами системы) усиление вибрации. Это необходимо учитывать перед его применением и избегать работы устройства в данном диапазоне. Вибрация, шум являются хорошими индикаторами, функционирования и состояния насоса и системы в целом. И если они поддерживаются на допустимом уровне, то гидравлические и механические элементы насоса и сама его установка и привязка к системе выполнены правильно.

Вибрация и шум от работы вращающихся частей агрегатов – явление неизбежное. Оно наносит вред и самой машине, и персоналу. Существуют правила установки насосов для поддержания вибрации и шума на приемлемом уровне. Погружная установка насосов в этом смысле значительно выгоднее сухой установки.

4.3. Осевое и радиальное усилия в насосах

При прохождении потока жидкости через рабочее колесо центробежного насоса возникает осевое усилие. Оно обусловлено разностью давлений на площадь рабочего колеса со стороны всасывания и нагнетания. Значение этой силы зависит от напора, размеров и типа рабочего колеса и уплотнений.

Максимальное осевое усилие будет иметь место при максимальном развиваемом напоре насоса, то есть при работе его на закрытую задвижку (рис. 4.11).

Исключение осевого усилия достигается в насосах двойного всасывания с симметричными подводами.

Автору доводилось участвовать во внедрении погружных насосов двойного всасывания фирмы RITZ для условий экстремальных напоров, температур и коррозийных воздействий. По мнению пользователей данного оборудова-

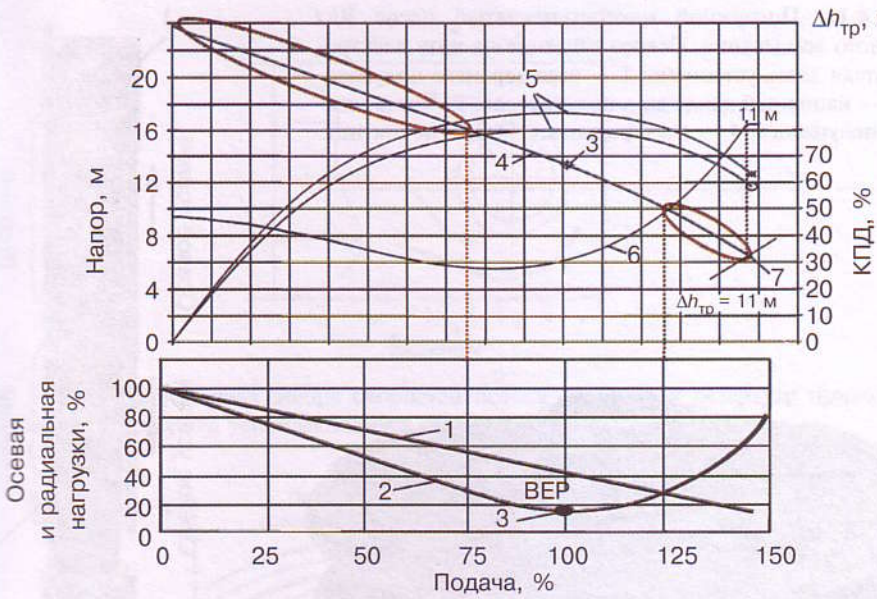


Рис. 4.11. Характеристики изменений осевой и радиальной нагрузок по отношению к подаче насоса: 1 — осевая нагрузка; 2 — радиальная нагрузка; 3 — точка оптимума; 4 — характеристика $Q—H$; 5 — гидравлический и общий КПД насосного агрегата; 6 — кавитационная характеристика $\Delta h_{тр}$; 7 — точка, показывающая, что уровень воды над осью насоса со стороны всасывания должен составлять не менее 1 м

ния – специалистов АК «Алроса», — оно оказалось несравненно надежнее и экономичнее ранее применявшегося [27]. Принцип конструкции этого насоса, называемого HDM, состоит в следующем. Агрегат (рис. 4.12) скомпонован из двух расположенных один над другим полунасосов, каждый из которых подает навстречу в осевом направлении по половине расхода воды с полным одинаковым напором. Тем самым вал, благодаря воздействию встречных потоков, находится как бы во взвешенном состоянии и снимает колоссальную осевую нагрузку на опорную пяту (подпятник).

В насосах с односторонним входом восприятие осевой силы осуществляется опорным подшипником. Для снижения осевого усилия на наружной стороне заднего (по потоку) диска рабочего колеса выполняют радиальные ребра (рис. 4.13). Благодаря им, давление в полости между колесом и корпусом при вращении рабочего колеса уменьшается. Кроме того, радиальные ребра способствуют снижению давления на уплотнение на валу.

При работе центробежных насосов на рабочее колесо действует, помимо осевой, и радиальная сила. Возникает она из-за непостоянства давлений по периметру спирального отвода насоса ввиду его несимметричности, и из-за неравномерности скоростей по периметру рабочего колеса, ввиду ассиметрии подвода.

При работе насоса в зонах, отличных от оптимальной, характер этих явлений изменяется, так как площади поперечных сечений спиральных отводов не соответствуют количеству жидкости, проходящей через них (см. рис. 4.11). При заниженных подачах скорость потока по ходу в канале падает, а давление

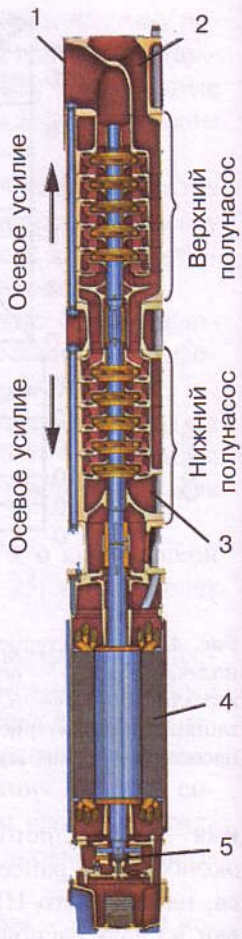


Рис. 4.12. Погружной многоступенчатый насос Ritz двойного всасывания. Осевое давление на пяту электродвигателя здесь устранено: 1 — всас верхнего полунасоса; 2 — напорный канал двух полунасосов; 3 — всас нижнего полунасоса; 4 — электродвигатель; 5 — подпятник



Рис. 4.13. Радиальные ребра на задней стороне рабочего колеса для снижения осевого усилия

возрастает. При завышении подач, наоборот, скорость потока в спиральном отводе по ходу возрастает, а давление падает.

Кроме постоянной для данного режима гидравлической радиальной силы, на рабочее колесо действуют силы, возникающие из-за механического и гидравлического дисбаланса рабочего колеса. Эти силы вызывают биение вала и преждевременный износ подшипников.

4.4. Объемные и локальные водовороты

Объемное завихрение потока происходит из-за неравномерного распределения его скоростей как по величине (рис. 4.14), так и по направлению ввода (например под углом к резервуару).

В результате возникает круговое движение массы жидкости вокруг насоса, которое усиливается при входе в насос ввиду сужения потока. Завихрение может совпадать с вращением рабочего колеса по направлению или быть ему противоположным.

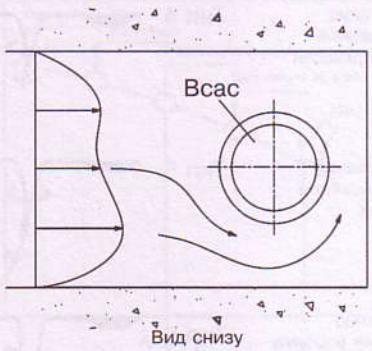


Рис. 4.14. Неравномерная эпюра скоростей потока на входе в резервуар приводит к объемному водовороту, усиливающемуся при входе в насос

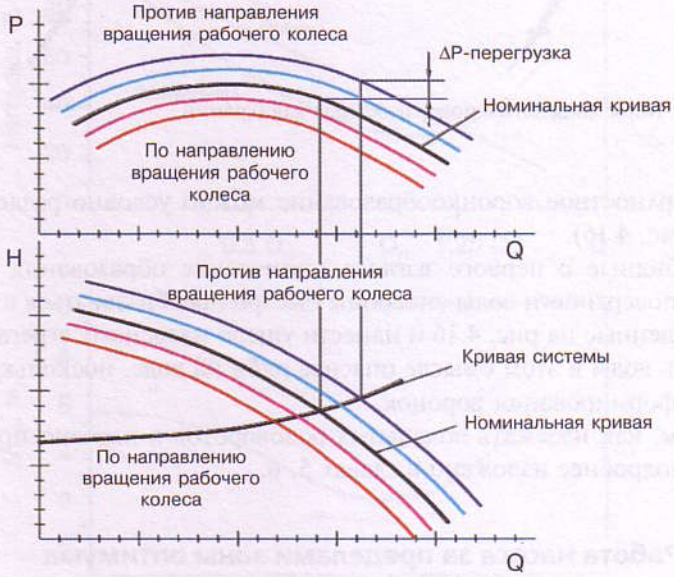


Рис. 4.15. Воздействие объемного завихрения на работу насоса

Закручивание потока при всасывании в направлении вращения рабочего колеса насоса приводит к снижению подачи, КПД и теплоотдачи. Завихрение же в противоположном направлении еще вреднее для насоса, поскольку его рабочая точка смещается вправо и вверх относительно номинальной (рис. 4.15). Следовательно, подача и мощностная нагрузка растут, а кавитационный запас падает. Шум при работе, кавитация и преждевременный износ подшипников и уплотнений являются признаками излишней предварительной закрутки потока.

Кроме того, локальные водовороты в отличие от объемных более интенсивны и могут вызывать ударные нагрузки на вращающие элементы насоса, захват воздуха, вибрацию, кавитацию, снижение подачи.

Локальные водовороты приводят к образованию воронок, которые бывают поверхностными и погружными.

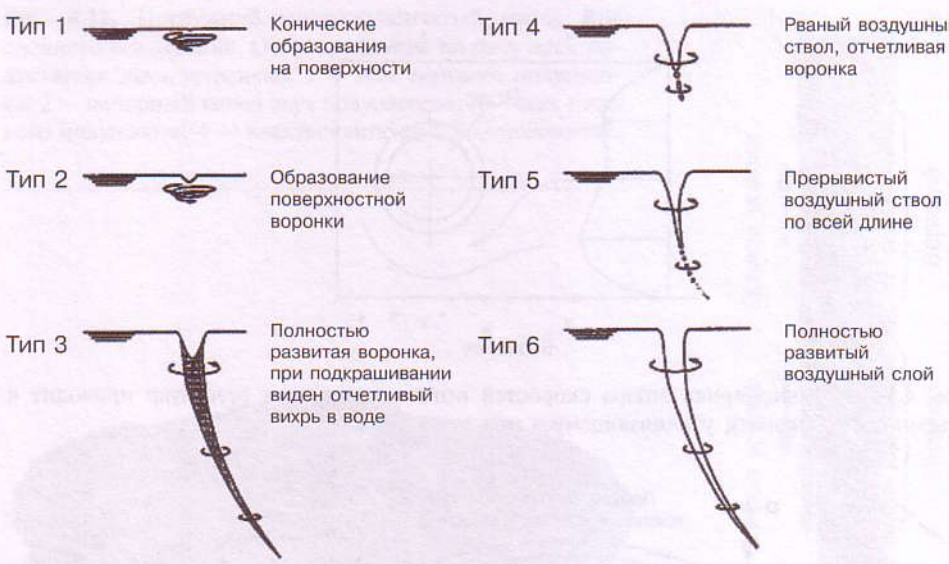


Рис. 4.16. Типы локальных поверхностных завихрений

Поверхностное воронкообразование можно условно разделить на шесть типов (рис. 4.16).

Безобидные с первого взгляда конические образования на спокойной гладкой поверхности воды способны быстро преобразоваться в типы воронок, представленные на рис. 4.16 и нанести ущерб насосному агрегату. Гладкая поверхность воды в этом смысле опаснее ряби на воде, поскольку создает условия для формирования воронок.

О том, как избежать локальных водоворотов в насосно-приемных резервуарах, подробнее изложено в главах 5, 6.

4.5. Работа насоса за пределами зоны оптимума

При подборе насосов необходимо учитывать, что они являются лишь частью системы доставки жидкости, в которую также входят водоводы, арматура и т.п. Поэтому параметры насосов должны максимально соответствовать системе.

Зона оптимума работы центробежного насоса определяется по характеристике его КПД и обычно располагается в границах ±25 % подачи при максимальном КПД.

Понятно, что выход за пределы данной зоны снижает КПД агрегата и ведет к перерасходу электроэнергии. Этим, однако, проблема не ограничивается. Изменение радиальной и осевой нагрузок, кавитационной и других составляющих при отклонении подачи насоса от номинального значения Q_n вызывают явления, сильно влияющие на его износ. Поэтому производители подшипников, например, не гарантируют достижения нормируемого срока службы своего изделия при работе центробежного насоса за пределами $0{,}5Q_n < Q < 1{,}25Q_n$, где Q_n – подача в номинале.

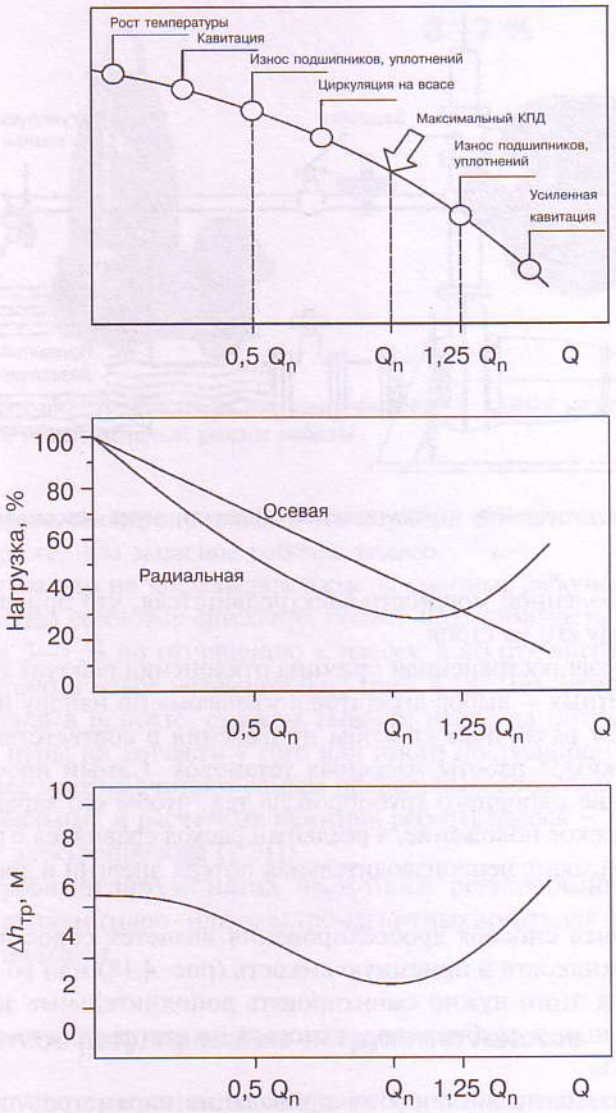


Рис. 4.17. Характеристики насоса

Анализ зависимостей, располагаемых под характеристикой $Q—H$ насоса, показывает следующее (рис. 4.17).

Работа агрегата в зоне слева от оптимальной вызывает повышение $\Delta h_{тр}$, снижение КПД, повышение осевых и радиальных сил, рециркуляцию. Тем самым вся выброшенная энергия нагревает перекачиваемую воду, что ускоряет износ агрегата, приводит к нестабильности работы, вибрации, шуму, кавитации. Образно, это аналогично тому, что вы в автомобиле давите на педаль тормоза, когда педаль газа одновременно нажата до отказа.

Работа насоса в зоне справа от оптимальной вызывает повышение $\Delta h_{тр}$; снижение КПД, что подавляет эффективность машины, повышение радиальных сил, что ведет к вибрации; повышение энергопотребления, иногда выше

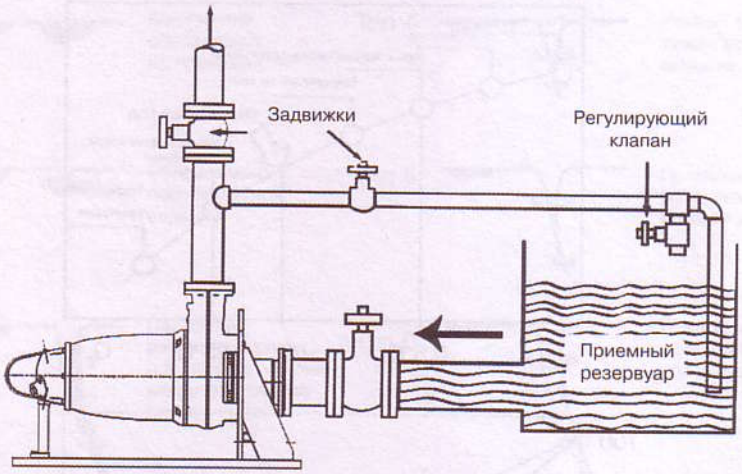


Рис. 4.18. Циркуляция части перекачиваемой жидкости через всасывающую линию

предела установленной мощности электродвигателя, что приводит к перегреванию и выводу его из строя.

Наиболее распространенная причина отклонения рабочих параметров насосов от расчетных – выбор агрегатов с «запасом» по напору и подаче.

Существуют различные способы приведения в соответствие реальных и расчетных режимов работы насосных установок. Самый простой из них – дросселирование напорного трубопровода так, чтобы его характеристика заняла более высокое положение, а реальный расход сравнялся с расчетным. Но при этом происходит непроизводительная потеря энергии в дросселирующем органе.

Экономичнее способа дросселирования является сброс части подаваемой насосом жидкости в приемную емкость (рис. 4.18) или во всасывающую линию. Но для этого нужно смонтировать дополнительные задвижку, регулирующий клапан и трубопровод, который не всегда просто завести в приемную емкость.

Самым незатратным способом приведения параметров насоса к оптимальным значениям представляется уменьшение диаметра рабочего колеса (рис. 4.19).

Мы с легкостью меняем в повседневной жизни многое. Каждый из нас меняет гардероб при смене сезона. Большинство меняет в своем автомобиле при смене сезона шины и масло. Мы не хотим напрягать свой организм и свой автомобиль.

Насосы мы подбираем на максимальные параметры. При этом мы знаем, что почти любой насос может быть оснащен рабочим колесом меньшего диаметра.

Так почему мы должны напрягать насос работой только с колесом максимального размера, не «переодевая» его под сезонные изменения объемов водопотребления/водоотведения?

А всегда ли мы уверены в правильности расчетных параметров? Мы же завышаем их для страховки. И тогда мы с легкостью дополняем насос, напри-

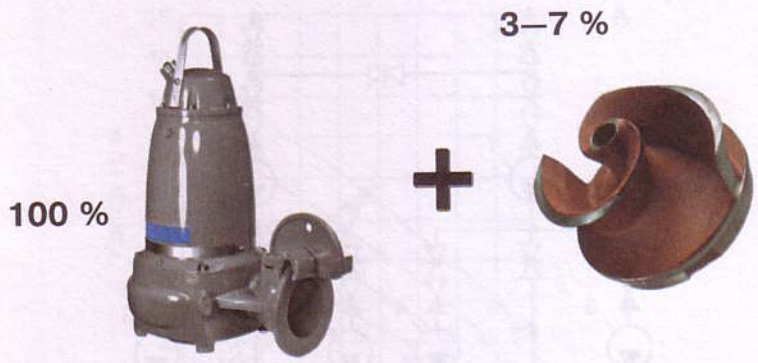


Рис. 4.19. Замена рабочего колеса на меньший диаметр — самый незатратный способ выведения насоса в оптимальный режим работы

мер, регулируемым электроприводом, что априори приветствуется, но стоит на порядок дороже, чем запасное рабочее колесо.

Так почему бы нам не закладывать в сметы сменные рабочие колеса меньших диаметров под сезонные снижения подач? Ведь стоимость при этом возрастет всего на 3—7 % по отношению к насосу, а по отношению к смете на насосную станцию и вовсе незначительно (рис. 4.19). Тем самым мы застрахуемся от ошибки в проекте, сможем вывести насос на оптимум работы, а заодно узнаем цены на запчасти у того или иного поставщика, что нелишне.

Тем не менее многие считают самым правильным способом приведения в соответствие реальных и расчетных режимов работы насоса – использование регулируемого электропривода (РЭП).

Давайте проанализируем метод частотного регулирования, поскольку иные (с применением гидро- или электромагнитных муфт) для погружных насосов едва ли подходят.

4.6. Частотное регулирование погружных насосов

В книге ведущего российского специалиста по внедрениям регулируемых приводов, доктора технических наук Б.С. Лезнова [28] приведен пример того как, используя схему параллельно и последовательно соединенных насосов (рис. 4.20, *а*), удается получить значительное количество рабочих точек в широком диапазоне напоров и подач (рис. 4.20, *б*).

При выборе насоса или группы насосов, включаемых в систему, необходимо учитывать значение и характер изменения подачи, продолжительность работы станции с той или иной подачей, добиваясь минимального числа включений/отключений агрегатов. Следует отметить, что использование погружных насосов в таких схемах значительно выгоднее классических, поскольку допускаемая частота их пусков/остановок выше в несколько раз.

Условия, при которых применять частотный электропривод целесообразно, сформулированы Б.С. Лезновым в [29]:

— насосная водопроводная установка подает воду непосредственно в сеть (насосные станции II, III подъемов, станции подкачки и т.п.);

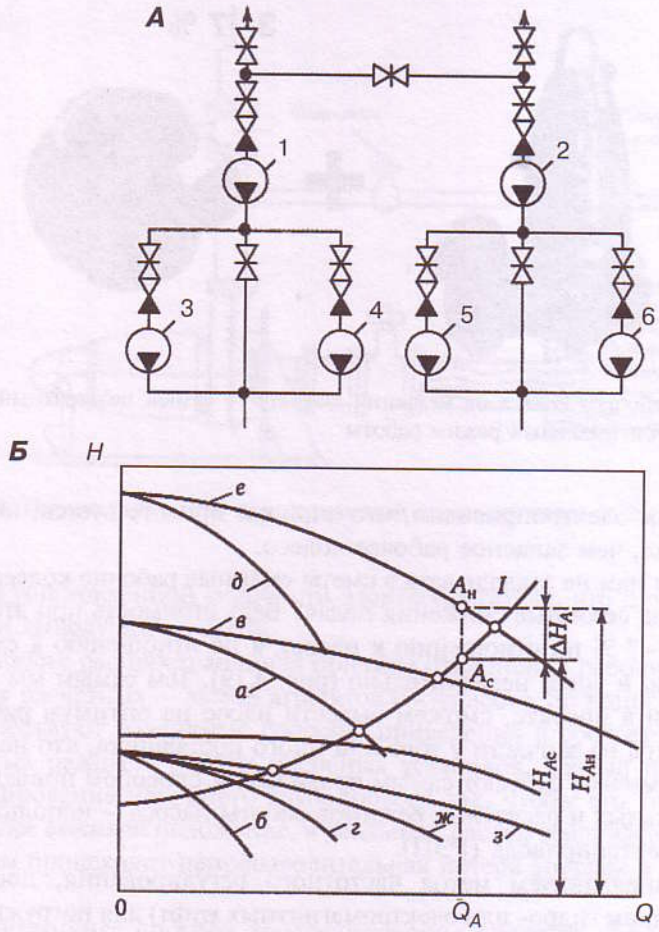


Рис. 4.20. Совместная работа последовательно-параллельно соединенных насосов и водовода: *А* – последовательно-параллельное соединение насосов; *Б* – график совместной работы насосов и водоводов; *I* – характеристика системы трубопроводов; *а* — напорная характеристика одного магистрального насоса (1 или 2); *б* — то же одного подпорного насоса 3 или 4 (5 или 6); *в* — суммарная характеристика двух магистральных насосов 1+2; *г* — то же двух подпорных насосов 3+4; *д* – то же одного магистрального и двух подпорных насосов 1+3+4; *е* — то же всей насосной установки 1+2+3+4+5+6; *ж, з* – то же трех и четырех подпорных насосов соответственно

— объем приемных резервуаров канализационных и иных насосных станций не превышает обычных размеров, т.е. его емкость не превышает 5—10-минутной подачи наиболее крупного насоса;

— диапазон колебания водопотребления и притока достаточно большой (не менее 15—20 % максимальной подачи);

— динамическая составляющая водоподачи достаточно большая (не менее 20—30 % общей высоты подъема жидкости);

— в отдельных случаях, например, для обеспечения равномерного режима работы очистных сооружений;

— при мощности насосных агрегатов 75—100 кВт и выше.

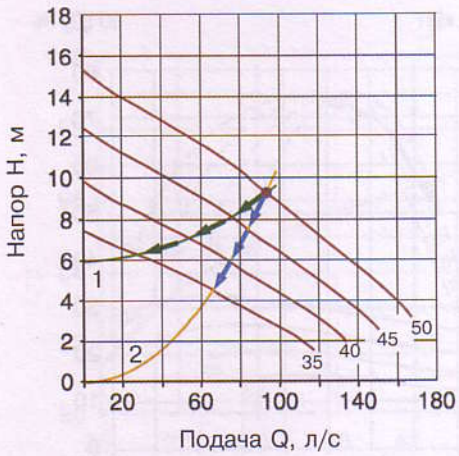


Рис. 4.21. Движение рабочей точки для системы с большой высотой подъема (1) и для системы с большими потерями (2); цифры у кривых в Гц

Применение частотного привода для насосов мощностью 300—400 кВт и выше обычно затруднительно, поскольку они оснащаются высоковольтными электродвигателями, а это резко усложняет и удорожает установку.

Таким образом, регулируемый привод имеет существенные ограничения к широкому использованию и для определения его экономической выгоды необходимо детально проанализировать систему перекачки.

Большинство насосных станций допускает дискретную (вкл/выкл) работу. Поэтому целесообразность использования РЭП энергии должна определяться в сравнении, прежде всего, с дискретным управлением, а также с альтернативами. Для систем с большими потерями одной из альтернатив может быть применение дополнительных менее производительных насосов, которые могут использоваться для перекачки небольших объемов жидкости. Для систем с большой высотой подъема, где требуется непрерывная подача, экономически выгодным может оказаться строительство компенсационного резервуара, вместо регулирования с помощью РЭП.

Рабочей точкой насоса является точка пересечения его характеристики и кривой системы (рис. 4.21). Кривая системы без статистической составляющей *2* будет совпадать с кривой постоянного КПД, поэтому когда частота будет снижаться, гидравлический КПД насоса будет оставаться тем же (рис. 4.22). Однако в системе *1* со статистическим напором при понижении частоты, гидравлический КПД насоса будет меняться. Кривая системы *1* не совпадает с постоянными кривыми КПД. Точка пересечения кривой системы и характеристики насоса начнет смещаться в левые части характеристики насоса и кривой КПД.

Кривая системы 2 будет совпадать с кривой постоянного КПД, поэтому при снижении частоты гидравлический КПД насоса будет оставаться тем же, равным в данном случае 74 %.

Рабочая точка того же насоса в системе 1 с геодезическим напором 6 м будет находиться при частоте 50 Гц там же и обеспечивать подачу 93 л/с с напором 9,3 м при КПД 74 %. Но когда частота насоса понизится до 35 Гц, то и

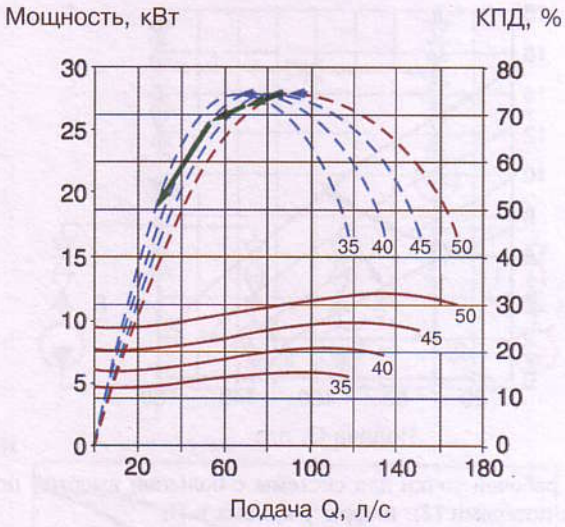


Рис. 4.22. Движение рабочей точки для системы с большой высотой подъема (1) и для системы с большими потерями (2) на графиках КПД и мощности; цифры у кривых в Гц

подача уменьшится до 26 л/с (см. рис. 4.21), напор – до 6,4 м, мощность – до 4,9 кВт, а КПД упадет до 50 % (рис. 4.22).

Сам по себе РЭП не идеальный агрегат, так как имеет внутренние потери. КПД современного РЭП составляет 95—98 % [30, 31] при номинальной частоте, но при снижении частоты КПД падает, как показано на рис. 4.23.

РЭП вызывает потери на гармониках в управляемом двигателе. Это происходит из-за несовершенной синусоидальной волны от РЭП. Эти потери заставляют двигатель нагреваться, что ведет к снижению рабочих характеристик двигателя при работе с РЭП. Потери на гармониках, производимые современными РЭП, варьируются в пределах 5—10 %, в результате чего КПД двигателя падает еще на 0,5—1 %.

Выгоду использования РЭП удобно оценивать по величине удельной энергии, т.е. по количеству энергии, необходимой на перекачку 1 м^3 в данной системе.

Тогда удельная энергия

$$Es = \frac{Энергия}{Перекаченный_объем} = \frac{P \times T}{V} = \frac{P}{Q},\ кВт/м^3, \qquad (1)$$

где P – мощность, кВт; T – время, ч; V — перекаченный объем воды, м^3; Q – подача, м^3/ч.

На графике (рис. 4.24) отображены характеристики $Q—H$ и величины энергий для трех систем с регулированием частоты с одинаковой рабочей точкой Q = 93 л/с и H = 9,3 м, но с разными геодезическими напорами. Система 1 имеет большие потери, $H_{гео}$ = 3 м. Система 2 является смешанной системой, $H_{гео}$ = 6 м, где динамическая составляющая достигает 36,7 %. Система 3 с большой высотой подъема, $H_{гео}$ = 8,5 м, где динамическая составляющая достигает 8,9 % в общем напоре.

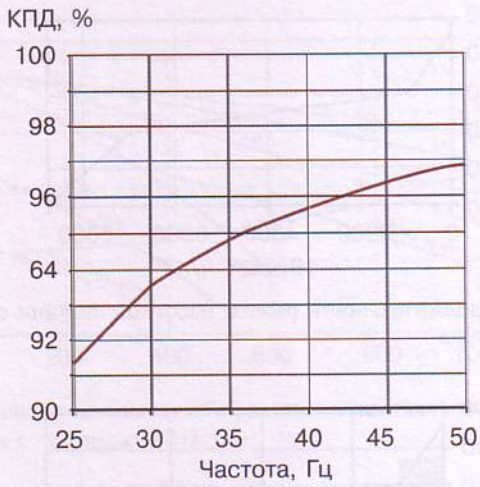


Рис. 4.23. КПД современного РЭП с частотными преобразователями

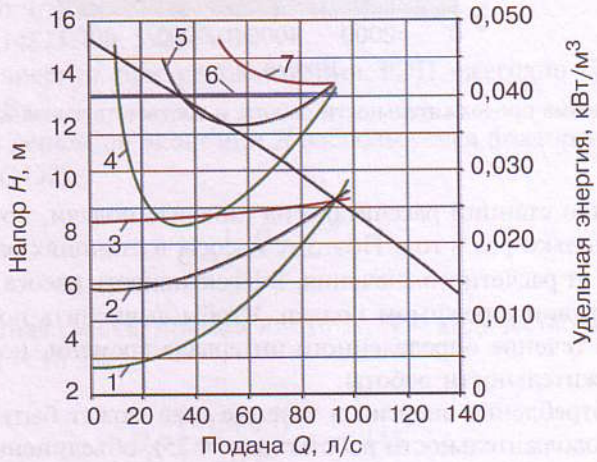


Рис. 4.24. Потенциалы энергосбережения при использовании РЭП для различных систем. Характеристики Q—H систем: 1 — с большими потерями; 2 — комбинированная; 3 — с большой высотой подъема. Кривые удельных энергий по системам: 4 — регулируемая с большими потерями; 5 — регулируемая комбинированная; 6 — с дискретным управлением; 7 — регулируемая с большой высотой подъема

Потенциал энергоснабжения при использовании РЭП можно описать областью между кривыми удельных энергий частотно-регулируемых систем 4, 5, 7 и дискретной 6. Подача системы 1 может быть понижена до 12 л/с и все же, оставаться ниже по удельной энергии 4, чем при дискретном управлении 6. Таким образом, потенциал энергосбережения системы 4 выше, чем 6. У комбинированной системы 2 потенциал энергосбережения при использовании РЭП падает по мере увеличения подачи 5 по сравнению с дискретной работой 6. А система 3 с большой геодезической составляющей при управлении РЭП будет по энергопотреблению 7 всегда невыгоднее дискретной работы 6.

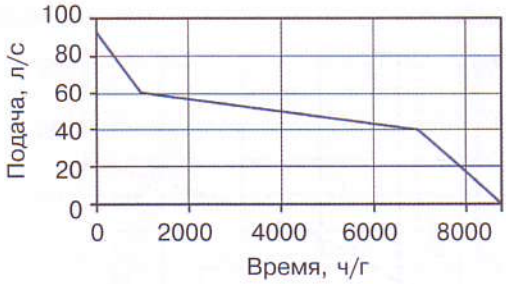


Рис. 4.25. Диаграмма продолжительности работы насосной станции с переменной подачей/притоком в течение года

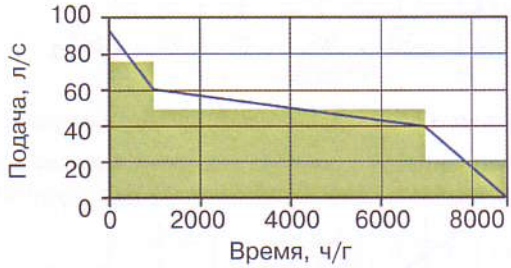


Рис. 4.26. Диаграмма продолжительности работы и соответствующая дискретная гистограмма

Большинство станций рассчитано на пиковые подачи, которые происходят всего несколько раз в год. Поэтому насосы в станциях работают на 50—80 % нагрузки от расчетного значения. Эффективность насоса с РЭП изменяется в соответствии с режимом подачи. Чтобы вычислить полное потребление энергии в течение определенного интервала времени, необходима диаграмма продолжительности работы.

Полное потребление энергии в течение года может быть рассчитано из диаграммы продолжительности работы (рис. 4.25), объединенной с графиком удельной энергии:

$$E_{tot} = \int_{Q\min}^{Q\max} P(Q)dt = \int_{Q\min}^{Q\max} E_S(Q)\cdot Q dt = \sum_i p_i \cdot T_i = \sum_i \cdot E_{si} \cdot T_i \cdot Q_i. \qquad (2)$$

Подсчитаем сколько энергии сэкономлено в течение одного года при использовании РЭП в комбинированной системе 2, у которой динамическая составляющая напора составляет 36,7 % (см. рис. 4.24) по сравнению с дискретным управлением. Диаграмма продолжительности работы для этой станции с наложением дискретной гистограммы показана на рис. 4.26.

Общее потребление энергии насосом, управляемым РЭП:

$$E_{tot} = \sum_i \cdot P_i \cdot T_i = \sum_i \cdot E_{si} \cdot T_i \cdot Q_i = 0{,}038 \cdot 1000 \cdot (93+60)/2 \cdot 3{,}6 +$$

$$+0{,}36 \cdot 6000 \cdot (60+40)/2 \cdot 3{,}6 + 0{,}054 \cdot 1760 \cdot 40/2 \cdot 3{,}6 = 56188 \text{ кВт}.$$

Общее потребление энергии у насоса с дискретным управлением вычисляем, определив вначале общую подачу:

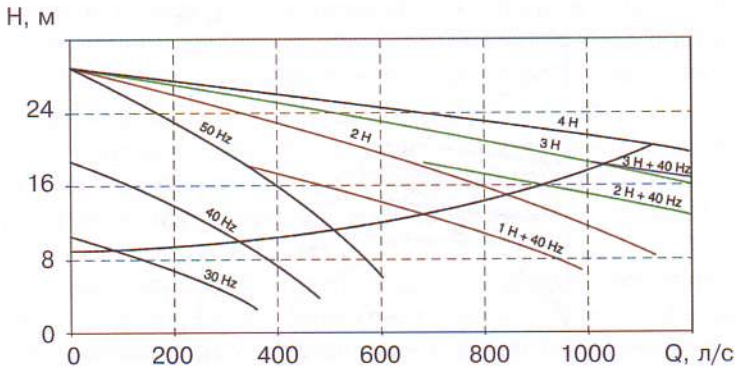


Рис. 4.27. Кривые системы и насосов в различных комбинациях, с постоянной скоростью и управляемых с помощью РЭП

$Q_{tot} = 1000 \cdot (93+60)/2 \cdot 3{,}6 + 6000 \cdot (60+40)/2 \cdot 3{,}6 + 1760 \cdot 40/2 \cdot 3{,}6 = 1482120$ м^3,

E = 0,04 кВт·ч/м^3,

E_{tot} = 0,04×1482120 = 59284 кВт.

Экономия энергии при использовании РЭП ежегодно будет: 59 284 – 56188 = 3 097 кВт.

Для оценки денежной экономии $Д$ воспользуемся фактором текущей стоимости затрат C [32]:

$$C = \frac{1-(1+r)^{-N}}{r}, \qquad (3)$$

где r – процентная ставка, примем r = 10 %; N – количество лет использования, примем N = 10 лет;

$$C = \frac{1-(1+0{,}1)^{-10}}{0{,}1} = 6{,}145.$$

Произведение годовой экономии энергии, стоимости 1 кВт·ч (примем 1 руб.) и фактора C даст экономию $Д$ = 3097×1×6,145 = 19031 руб.

Отсюда вывод: использование частотного привода будет выгодным, если затраты на него окажутся ниже 19031 руб., что нереально.

Таким образом, показано, что применение РЭП для системы трубопроводов, где динамическая составляющая в рабочей точке достигает 36,7 %, является по сравнению с дискретной работой насоса (без РЭП) энергетически более эффективным. Но экономической выгоды внедрение РЭП из-за затрат на него не даст.

На многонасосных станциях, где регулировать достаточно только один агрегат, применение РЭП видится более экономичным.

На рис. 4.27 представлены характеристики Q–H четырех рабочих насосов, качающих на одну протяженную нитку водовода. Только один насос постоянно использует РЭП. При максимальном притоке 1120 л/с и статическом напоре 9 м динамические потери составляют 11 м, т.е. 55 % от общего напора.

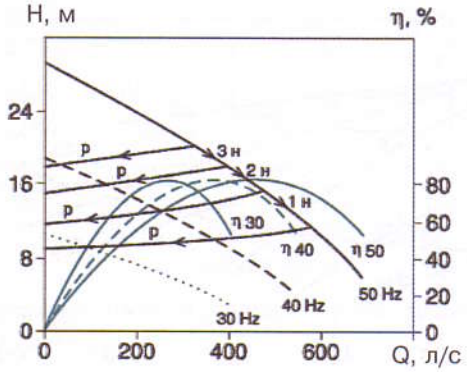


Рис. 4.28. Изменение рабочей точки насоса, управляемого РЭП, и насоса с постоянной скоростью при понижении подачи; р — регулируемый насос; н — нерегулируемый насос; η — КПД насоса

При частотах 50 Гц одиночный насос подает 500 л/с, два насоса подают 840 л/с, и три насоса – 1030 л/с. Анализ характеристик работы насосов в различных комбинациях (см. рис. 4.27) и изменение положения рабочей точки с учетом КПД (рис. 4.28) показывают следующее. Как только потребность в подаче уменьшается от максимального значения 1120 л/с, один из насосов начинает работать на пониженной частоте. Управляемый насос следует по кривой системы, которая с уменьшением подачи перемещает рабочую точку (см. рис. 4.28) в направлении более низкого КПД. В то же время рабочие точки для насосов с постоянной скоростью смещаются вправо. При частоте ниже 40 Гц один насос отключается. Если подача и далее уменьшается, частота понижается снова, и следующее падение напора достигается при частоте около 35 Гц и т.д. В примере, рабочая точка при максимальной подаче находится слева от точки наивысшего КПД, как это и должно быть. КПД трех насосов, работающих при постоянной частоте (и обеспечивающих большую часть подачи), тогда немного увеличивается, и их рабочая точка сдвигается вправо по кривой насоса. Одновременно подача от насоса, управляемого РЭП, снижается. Общий КПД рассчитывается сложением различных КПД, пропорционально развиваемым подачам. Чтобы определить выгоду управления, вычисляют удельную величину энергопотребления каждого насоса и суммарную.

Во избежание образования так называемых мертвых зон в процессе регулирования напорная характеристика регулируемого насоса должна располагаться несколько выше характеристики нерегулируемого насоса. Поэтому регулируемым электроприводом следует оборудовать наиболее крупные насосы с наиболее пологой характеристикой Q—H.

На многонасосных станциях, управляемых РЭП, нередко возникают проблемы при переключении между комбинациями насосов. Из-за ограниченной точности контрольного оборудования насос может работать в точке при нулевой подаче каждый раз, когда рабочая точка находится близко от зоны переключения подач. Этого нужно избегать, так как никакая полезная работа при этом не происходит, и вода в районе насоса будет нагреваться, отчего может перегреться двигатель. Потому режим управления будет зависеть от того,

насколько круты в окрестностях точки нулевой подачи кривые насоса и системы, заводских допусков насоса, допусков по частоте РЭП, а также точности датчиков в сочетании с изменением уровня воды в приемном резервуаре (обычно устанавливается $\pm(5\div10)$ см).

Меньшие производительности, которые характерны для насосов, управляемых частотным преобразователем, будут уменьшать скорости в трубопроводе. В результате, в трубопроводе может отложиться большее количество осадка.

Насосы, перекачивающие грязную воду, не должны работать при слишком низких скоростях. Охлаждение будет удовлетворительным, но осадок и волокнистые вещества могут накапливаться, и опасность забивания охлаждающей системы и рабочего колеса будет повышаться. Эта критическая скорость различна для разных насосов.

Насосы, управляемые РЭП, возбуждают огромное количество частот. Если одна из собственных частот насосов и обвязки окажется в диапазоне РЭП, то это усилит вибрацию и шум. Особенно это скажется на станциях, где агрегаты смонтированы в сухом машинном отделении. В этом случае необходимо предусматривать блокировку в панели управления в момент совпадения частот.

Таким образом, можно заключить, что экономическую выгоду от использования РЭП на насосных станциях следует тщательно просчитывать.

◆ Пример

Необходимо запроектировать насосную станцию производительностью 250000 м^3/сут. Станция должна периодически подавать воду в полном объеме на разные геодезические отметки. Требуемые напоры для этого составляют $H_1 = 34{,}9$ м, $H_2 = 54{,}5$ м.

Вариант 1.

На станции устанавливается 10 высоковольтных насосов с параметрами $Q = 2340$ м^3/ч, $H = 50$ м, $P = 660$ кВт каждый, насосы управляются частотными преобразователями (рис. 4.29).

Заказчик, рассмотрев вариант 1, отклонил его по причине значительной стоимости, необходимости глубокого регулирования частоты агрегатов и, главное, ограниченных площадей под строительство станции с данными габаритами (30000×36700).

Вариант 2.

В приемном резервуаре монтируются 8 (в том числе 2 резервных) погружных насосов мокрой установки с параметрами $Q = 3120$ м^3/ч, $H = 34{,}6$ м, $P = 375$ кВт, а в машинном отделении– 8 (в том числе 2 резервных) агрегатов сухой установки с параметрами $Q = 3120$ м^3/ч, $H = 20$ м, $P = 250$ кВт.

Насосы мокрой установки посредством системы трубопроводов и арматуры (рис. 4.30, 4.31) включаются в работу то параллельно, то последовательно с агрегатами сухой установки, выдавая требуемые подачи и напоры на две разные отметки.

При такой компоновке удалось сократить габариты станции до допустимых (20000×21000), а также уменьшить капитальные и энергозатраты (сум-

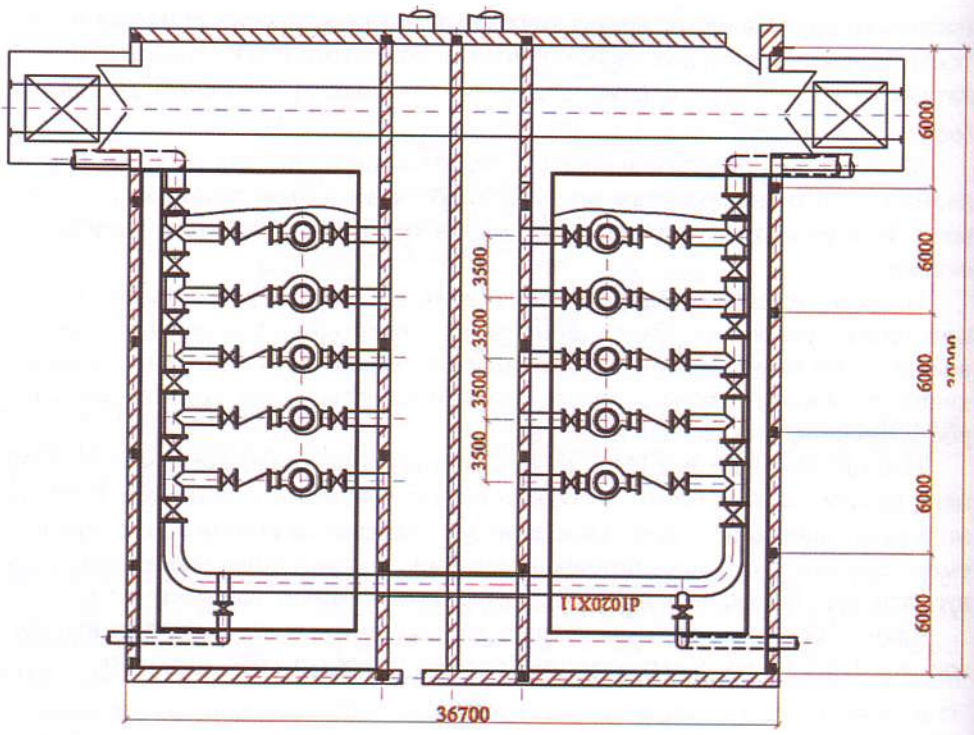


Рис. 4.29. Станция с 10 высоковольтными насосами, управляемыми частотными преобразователями

марная установленная мощность 5 мВт) по сравнению с вариантом 1 (суммарная установленная мощность 6,6 мВт), предусматривающим частотное регулирование.

В качестве вывода приведем несколько фраз из книги Б.С. Лезнова [28]:

«Считаем необходимым обратить внимание специалистов водопроводно-канализационного хозяйства на то, что в рекламных проспектах ряда отечественных и зарубежных фирм завышается энергетическая эффективность регулируемого электропривода. В частности указывается, что применение регулируемого электропривода в насосных установках позволяет экономить до 50 % энергии, расходуемой на перекачку чистых и сточных вод, а сроки окупаемости занижены».

«Использование регулируемого электропривода связано с возникновением потерь в частотных преобразователях, трансформаторах, электродвигателях и со снижением КПД насосов, работающих на пониженных частотах вращения. Таким образом, применение регулируемого привода позволяет экономить в среднем 5–15 % энергии, расходуемой на подачу воды».

«Как правило, использование регулируемого электропривода в САУ канализационными насосными станциями (например, в Москве) обеспечивало экономию энергии 5–10 %».

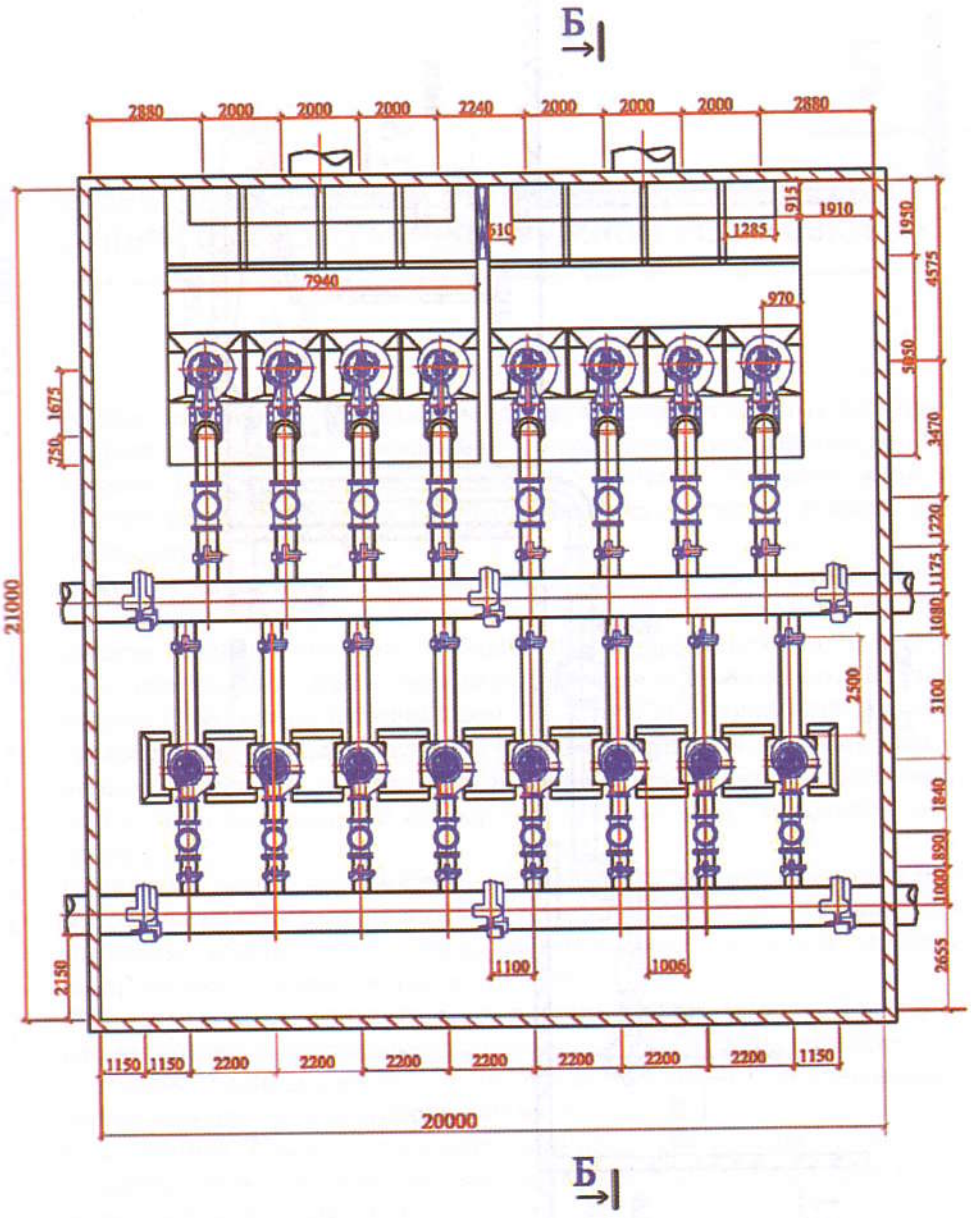


Рис. 4.30. Станция с 8 погружными насосами мокрой установки и 8 агрегатами сухой установки в машинном отделении

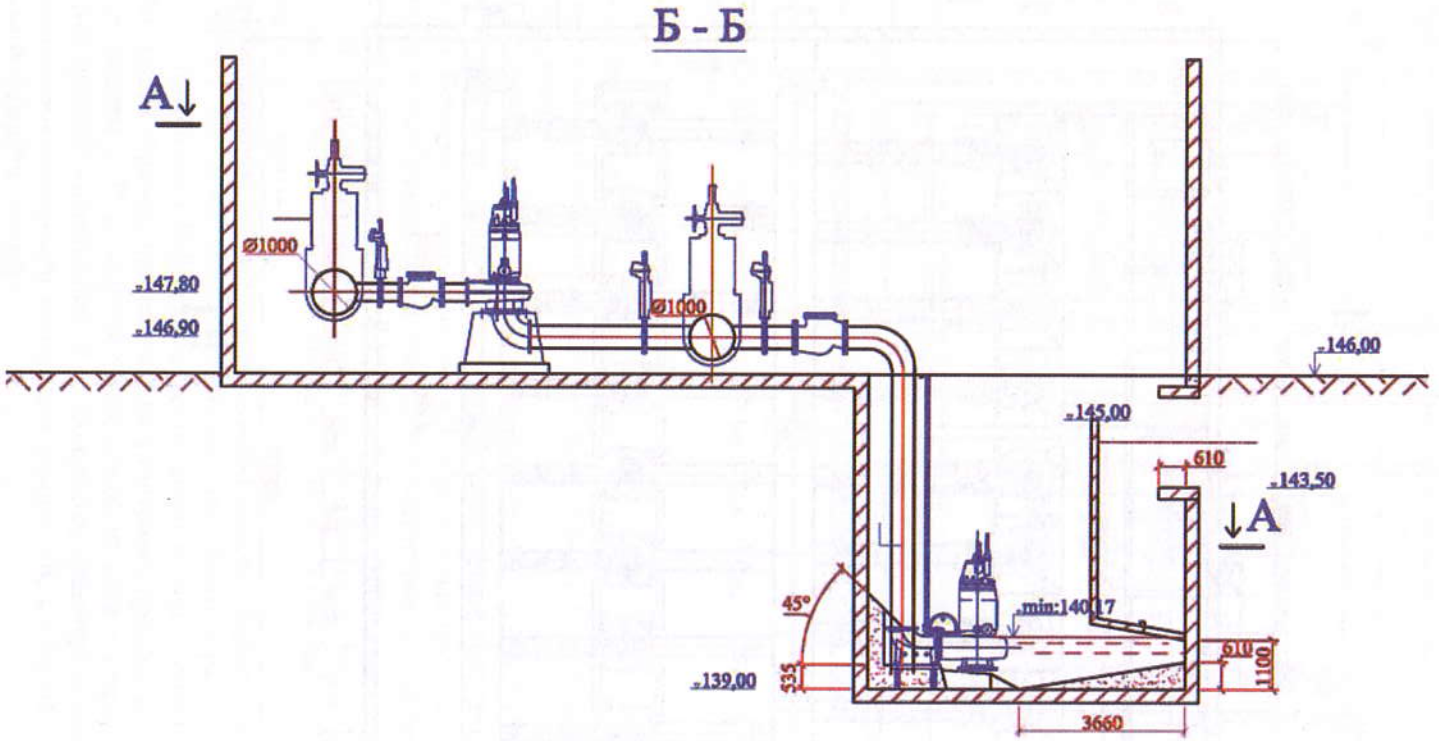


Рис. 4.31. Станция с 8 погружными насосами мокрой установки и 8 агрегатами сухой установки в машинном отделении

5

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ С АГРЕГАТАМИ ПОГРУЖНОЙ УСТАНОВКИ

Насосная станция (за исключением циркуляционной системы), как правило, состоит из приемного и машинного резервуаров, разделенных глухой перегородкой. Приемный резервуар выполняет функцию буферной зоны, в которой происходит поглощение колебаний притока и откачек, а также выравнивание потока.

Надежная и экономичная работа насосной станции возможна при выполнении как минимум двух условий в отношении ее приемного резервуара. Поток жидкости в нем должен быть стабильным и равномерным, чтобы не создавать условий для попадания воздуха в насосы, и одновременно быстрым во избежание образования застойных зон, а в случае перекачки загрязненных вод — во избежание скопления осадка и плавающих веществ. Поэтому размеры приемного резервуара должны быть достаточно велики, чтобы обеспечить насосам хорошую гидравлику, и одновременно малы, чтобы исключить застои и засоры.

В станциях с погружной (мокрой) установкой насосов приемный и машинный резервуар объединены в один — насосно-приемный. Это налагает дополнительную ответственность на соблюдение правил расчета и проектирования приемных резервуаров таких станций.

В 1970–1980-х годах ученые-гидравлики разных стран мира наиболее интенсивно исследовали гидравлические параметры приемных резервуаров насосных станций. Были выработаны основные параметры их проектирования, которые приводились в ряде публикаций и книг.

Так, в учебнике «Насосы и насосные станции» [33] даны характерные примеры правильного и неправильного расположений всасывающих труб насосов в приемной камере (рис. 5.1).

Институт Гидравлики США, обобщив накопленный опыт, вывел в своем фундаментальном труде [34] ряд стандартных рекомендаций (рис. 5.2–5.5).

Низкоскоростной и прямонаправленный поток ко всем всасам одновременно – первый вариант выполнения приемной камеры. Скорость в зоне всасывания насоса должна быть примерно 1 фут (0,3 м/с) в секунду (рис. 5.2). Некоторые насосы неплохо работают при скорости 2 фута в секунду и выше. Это, в частности, происходит там, где проектирование основывается на изу-

Рис. 4.31. Станция с 8 погружными насосами мокрой установки и 8 агрегатами сухой установки в машинном отделении

чении модели. Не рекомендуется внезапное изменение размеров входной трубы в приемную камеру или входа с одной стороны, производящнго водоворот (см. рис. 5.2).

В приемных резервуарах многонасосных станций полезно между всасами устанавливать перегородки. Даже если не все насосы всегда действуют одновременно, то и в таком случае применение разделительных перегородок может быть выгодным. Если перегородки должны использоваться конструктивно и насосы будут действовать попеременно, оставьте пространство потоку за каждой перегородкой от днища камеры, по крайней мере, до минимального уровня воды. При использовании перегородок увеличьте расстояние между всасами насосов на толщину перегородки, чтобы скорректировать центральное пространство. Скруглите или придайте стреловидность торцу перегородки (рис. 5.3, *а*).

Не рекомендуется расположение группы насосов по кругу по отношению к потоку как с перегородками, так и без них (рис. 5.3, *б*).

Резкие изменения размеров подводящей трубы или лотка не рекомендуются (рис. 5.4, *б*). Относительно малая труба ввода должна присоединяться к большой приемной камере через постепенно расширяющуюся секцию. Угол расширения должен быть по возможности мал, предпочтительно не более 15° (рис. 5.4, *а*). С помощью этого можно добиться требуемой скорости в камере около 0,3 м/с. Присоединение малого ввода непосредственно в большую ка-

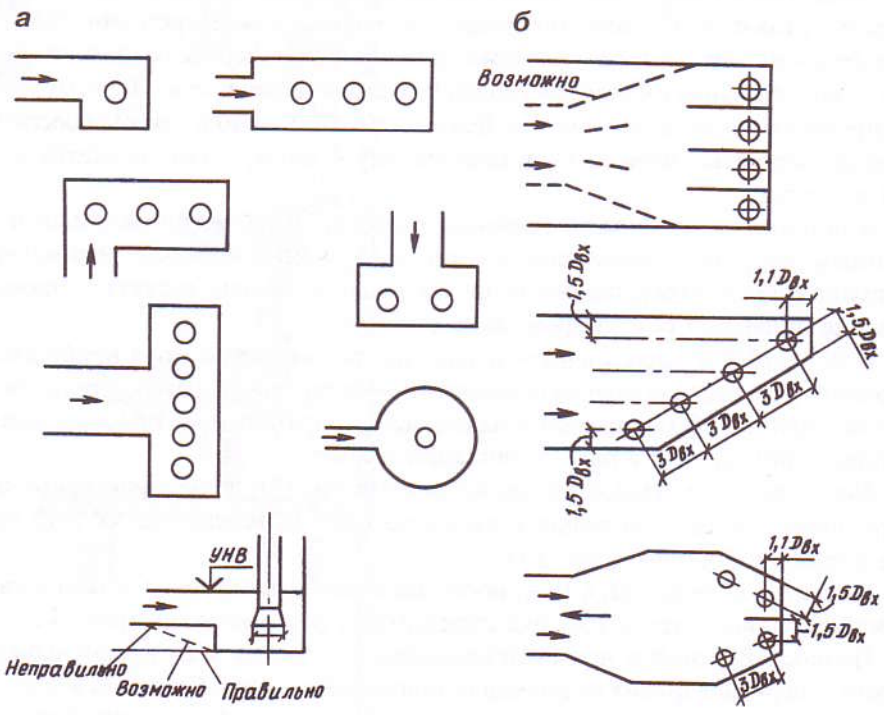


Рис. 5.1. Неправильное (*а*) и правильное (*б*) расположение всасывающих патрубков в приемной камере

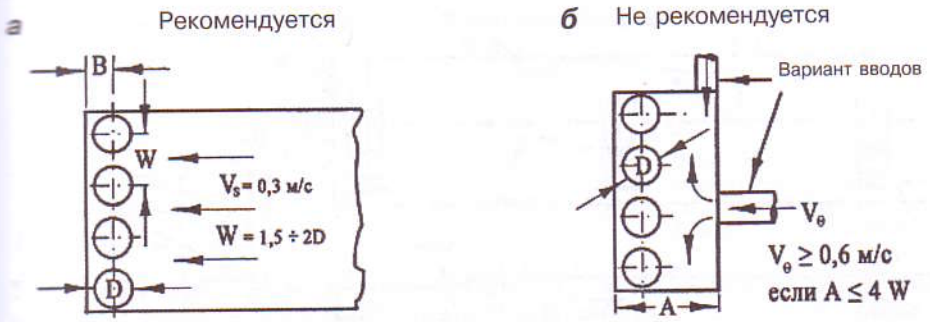


Рис. 5.2. Вариант расположения приемной камеры

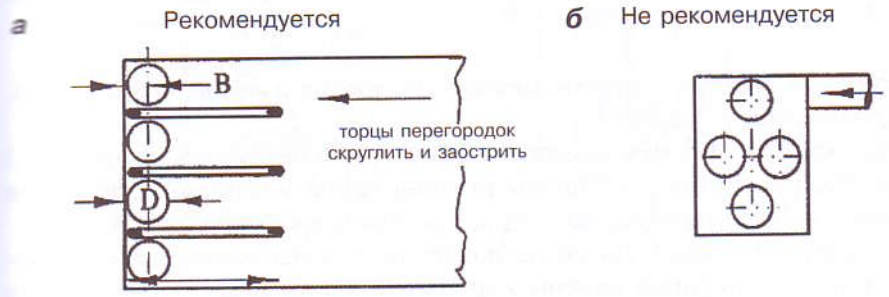


Рис. 5.3. Устройство перегородок между всасами в приемных резервуарах

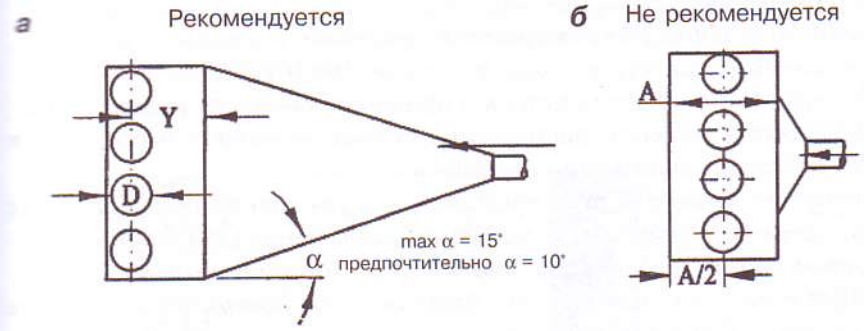
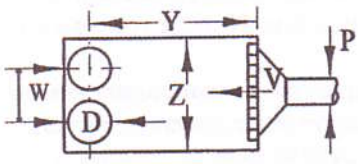


Рис. 5.4. Присоединение относительно малой трубы ввода к большой приемной камере



Z/P	1,0	1,5	2,5	4,0	10,0
Y	2W	3W	4,5W	5,5W	9W
V	1	2	4	5	6

Рис. 5.5. Перегородка, решетка или экран должны устанавливаться поперек вводного канала в начале широкой части секции

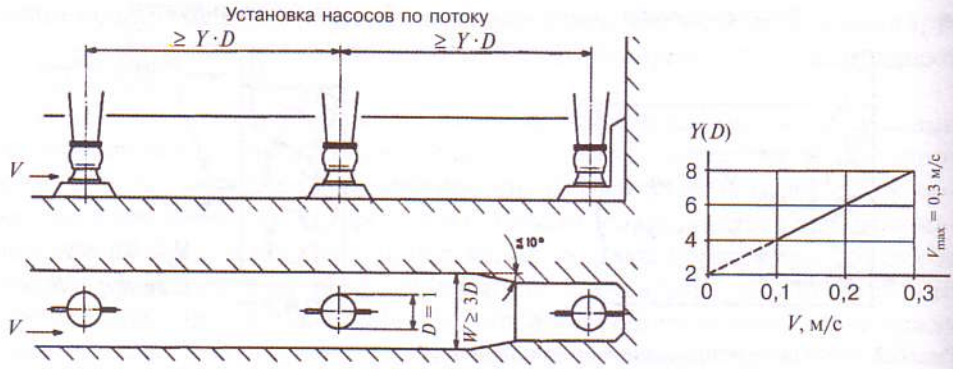


Рис. 5.6. При последовательной установке насосов относительно потока следует выдерживать расстояние между ними ≥ $Y \cdot D$. Например, при незаиливающей скорости 0,3 м/с $Y = 8$ [50]

меру слишком возмутит поток и вызовет завихрения и воронкообразование, что нарушит работу насосов.

Если скорость потока в камере возможно удерживать низкой (около 0,3 м/с), резкое увеличение со стороны входной трубы можно допустить, если расстояние Y будет не менее значений, указанных в таблице (рис. 5.5.)

Располагать насосы в линию по потоку не рекомендуется, если соотношение ширины приемной камеры к диаметру (всаса) недостаточно велико ($W \geq 3D$), поскольку последующий насос будет попадать в зону турбулентности предыдущего. И если этого не избежать, то расстояние между всасами при продольной установке насосов следует принимать в зависимости от скорости потока (рис. 5.6).

Рекомендации для стабильной работы следующие.

- Сохраняйте скорость на входе в пределах 0,6 м/с.
- Выдерживайте скорость потока в приемной камере не выше 0,3 м/с.
- Избегайте изменений направления потока на входе в насос, а если изменяете, то плавно, равномерно, независимо.

В дополнение к данным рекомендациям для улучшения гидравлических условий в приемной камере могут использоваться: конфузоры, горизонтальные перфорированные перегородки или решетки; горизонтальные пластины, погруженные в жидкость над всасами, плавающие на поверхности жидкости плоские элементы или шары и т.д.

Любой из этих вариантов или их комбинация может улучшить структуру потока в камере.

Если же это не поможет, то может потребоваться ограничение общего притока, замена насоса или его производительности. Иногда требуется испытание на модели.

Инженерам, проектирующим насосную станцию, лучше проконсультироваться с производителями насосов или независимой лабораторией для изготовления одной или нескольких моделей (см. главу 8).

Хорошо известно, что вихреобразование у зон всасывания вредит насосам, а для генерирования вихрей достаточно даже незначительной силы. И если этого явления можно избежать при проектировании новых приемных ре-

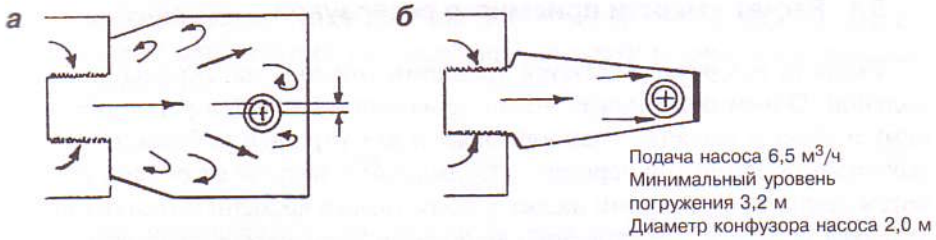


Рис. 5.7. Насосная станция: *а* — до реконструкции — вихри на входе и расширение вокруг насоса, смещение насоса относительно оси приемного резервуара, циркуляция вокруг насоса; *б* — после реконструкции устранены внезапные расширения, насос установлен по центру, ближе к задней стенке

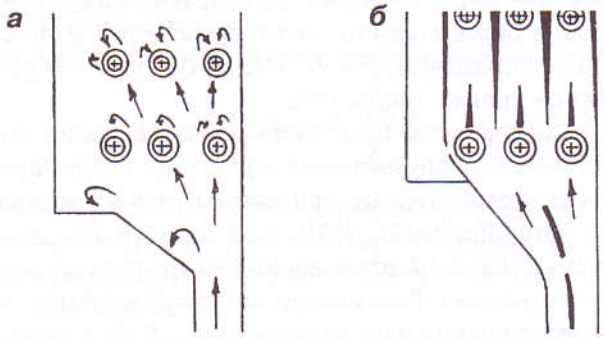


Рис. 5.8. Насосы опреснительной установки: *а* — последовательно установленные насосы работают в зоне турбулентности, создаваемой предыдущим насосом в условиях ассиметричного притока; *б* — после реконструкции поперечное сечение насосно приемного резервуара уменьшили и смонтировали направляющие перегородки, при этом вихреобразование и циркуляция исчезли

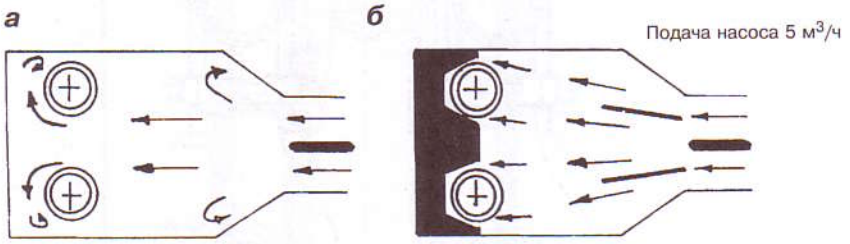


Рис. 5.9. Насосы работают неровно, наблюдается вибрация (*а*). Профилирование задней стенки по контуру насосов и установка двух направляющих перегородок сняло проблему (*б*)

зервуаров, то для существующих, где проблемы уже имеют место, нужно принять соответствующие меры. Возможные подходы к устранению таких проблем в конкретных резервуарах хорошо проработаны Патерсоном [35] и представлены здесь на рис. 5.7–5.9.

Ключевым параметром насосной станции является емкость приемного резервуара.

5.1. Расчет емкости приемного резервуара

Емкость резервуара задается уровнями откачки максимальной и минимальной. Объем воды между этими уровнями называется регулируемым. По нему и ведутся расчеты в данной главе, и для упрощения будем называть его емкостью приемного резервуара. Эта величина зависит от объема поступающих в станцию вод, подачи насосов, допустимого времени цикла откачки (количества пусков в час), заданных производителем насоса/двигателя.

Погружные насосы, благодаря жидкостному охлаждению электродвигателя, своей компактности, конструктивным особенностям, допускается включать гораздо чаще классических (непогружных), в связи с чем насосные станции с погружными насосами проектируют значительно меньших размеров.

Большинство производителей погружных насосов указывают, что максимальное число пусков – 15 раз в час. Хотя в отдельных публикациях фирмы приводят примеры и более высоких частот включений малых агрегатов (0–5 кВт), так Grundfos показывает 25 [36, 37], а Flygt даже 60 пусков в час без опасности снижения срока службы [38].

Были рассмотрены руководства по расчетам, рекомендации по проектированию насосных станций, оборудованных агрегатами погружной установки, и соответствующие компьютерные программы расчета ведущих насосных фирм: ITT Flygt, Grundfos/Sarlin, KSB, ABS и др. (В России подобные работы из-за недавнего появления производителей погружных канализационных насосов не выполнялись). Рекомендации Grundfos / Sarlin, например, базируются [36] на выдерживании двух размеров (рис. 5.10) в насосной стан-

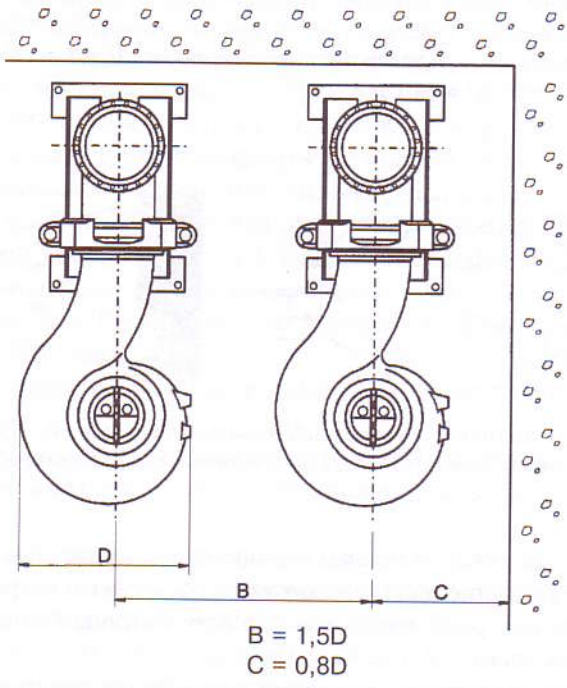


Рис. 5.10. Рекомендуемые размеры для установки погружных насосов Grundfos

ции (расстояний между осями насосов B и от оси насоса до ближайшей стены C), а также определении регулирующей емкости резервуара с использованием уравнения

$$Vh = \frac{Q}{4Z\,\max}, \tag{5.1}$$

где Vh – регулирующая емкость мокрой камеры станции; Q — подача насоса, л/с; Z_{max} – максимальная частота пусков насосов в час, 1/ч.

Наиболее проработан у Grundfos-Sarlin раздел комплектных насосных станций заводского изготовления [37].

Компания KSB рекомендует [39] для проектирования приемных резервуаров использовать четыре размера (рис. 5.11): диаметр резервуара D; расстояние между насосами E; расстояние от насоса до близлежащих задней B и боковой DN1 стенок резервуара.

Фирма ABS использует для определения объема резервуара формулу [40]

$$Vn = \frac{0,9Q\,p}{Z}, \tag{2}$$

где Vn – регулирующий объем колодца, м^3; Qp – подача насоса, л/с; Z — число пусков насосов в час, 1/ч, при этом допустимая частота пусков агрегатов: Z = 20/ч при мощности насосов 0—11 кВт, Z = 15/ч при мощности 11—160 кВт и Z = 10/ч при >160 кВт.

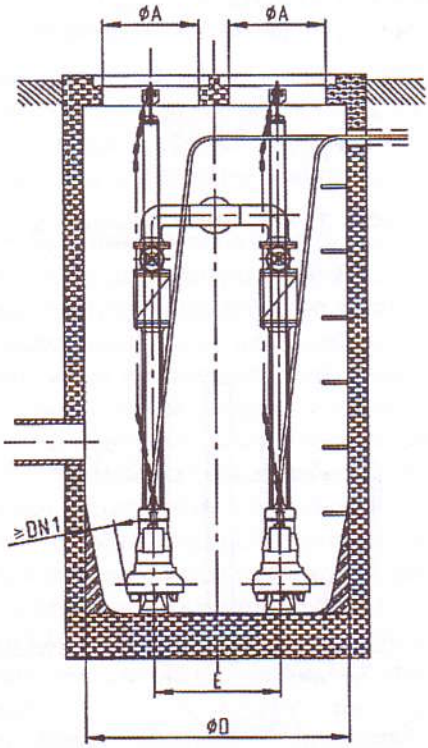


Рис. 5.11. Рекомендуемые размеры для установки погружных насосов KSB

Интересна компьютерная программа ABS по подбору насосов и конструированию станций. Она позволяет инженерам увидеть станцию как в плоских, так и в трехмерных координатах.

Но наиболее детально, на наш взгляд, и раньше других (с 1974 г.) тема расчета и проектирования насосных станций с погружными агрегатами была исследована компанией ITT Flygt совместно с Британским технологическим университетом и Ассоциацией гидромехаников [41, 42]. В стандартах Института Гидравлики США по проектированию насосных приемных резервуаров [15] приведен в приложении именно данный расчет.

Здесь описываются наработки ITT FlygtAB, а также собственный (с 1989 г.) опыт применения погружных насосов.

Два основных фактора определяют минимальные размеры приемного резервуара станции – гидравлика перекачки и число пусков насосных агрегатов.

При 10 включениях в час, например, время цикла между пусками T составляет 6 минут.

Максимальное число пусков получается в случае, если насос половину времени работает, а оставшуюся половину времени простаивает. При этом подача насоса Q с учетом указанных данных должна вдвое превышать приток воды q, поскольку агрегат в течение 3 минут должен перекачать объем воды, поступающей за 6 минут, т.е. $q = Q/2$.

Регулирующий (активный) объем, т.е. объем между уровнем при пуске и уровнем при остановке (рис. 5.12), должен быть подобран так, чтобы он соответствовал притоку воды за 3 минуты.

Требуемый объем между пуском и остановкой $V_{\text{треб}}$ вычисляется по формуле

$$V_{\text{треб}} = \frac{T_{\min} \times Q}{4}, \tag{5.3}$$

где $V_{\text{треб}}$ — требуемый объем, л; T — время цикла, с; Q — производительность насоса, л/с.

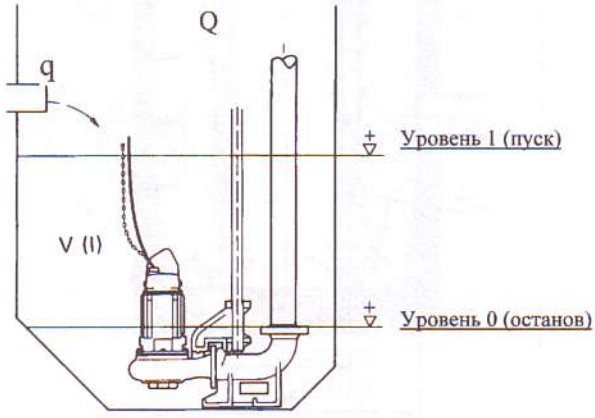


Рис. 5.12. Схема колодца с погружными насосами

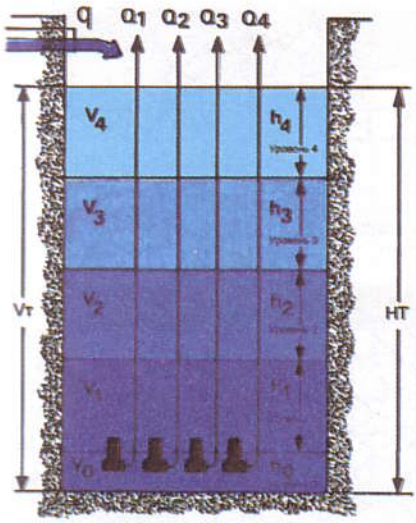


Рис. 5.13. Функциональная схема с четырьмя насосами

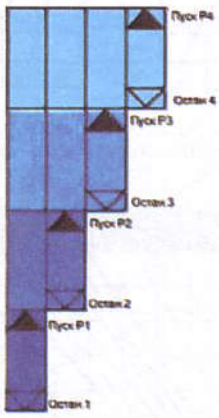


Рис. 5.14. Операционная схема 1

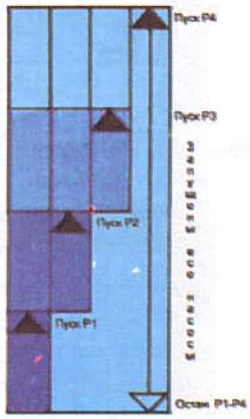


Рис. 5.15. Операционная схема 2

Время цикла T определяется как сумма продолжительностей наполнения резервуара (V/q) и его откачки $V/(Q - q)$ по формуле

$$T_{\min} = \frac{V}{q} + \frac{V}{Q-q}, \tag{5.4}$$

где $T_{\min}$ – время между двумя последовательными пусками, т.е. время цикла насоса (с); V – активная (регулирующая) емкость сборного резервуара, т.е. объем между уровнем при пуске (уровень 1) и уровнем при остановке (уровень 0), л; q — приток воды в насосную станцию, л/с; Q — производительность насоса, л/с.

Станции с более чем одним установленным насосом могут включаться в работу и останавливаться по двум операционным схемам (последовательностям). На рис. 5.13 проиллюстрировано действие станции с четырьмя насосами.

Рассмотрим две операционные схемы ее работы.

Схема 1. Характеризуется последовательно выполняемыми пусками при регулировании по индивидуальным уровням воды по мере наполнения резервуара. Как только уровень начинает падать, насосы отключаются в обратном порядке (рис. 5.14). Эта схема обеспечивает более равномерный расход, что рекомендуется для подач на очистные установки.

Схема 2. Пуски насосов осуществляются в той же последовательности, что по схеме 1, но все насосы продолжают работать до достижения минимального уровня остановки и затем отключаются (рис. 5.15).

На графиках (рис. 5.16) с помощью представленных для примера характеристик систем показана зависимость объемной подачи от числа насосов, работающих параллельно.

С использованием формул (5.3), (5.4) определены регулируемые объемы сборного резервуара в зависимости от времени цикла и производительности на-

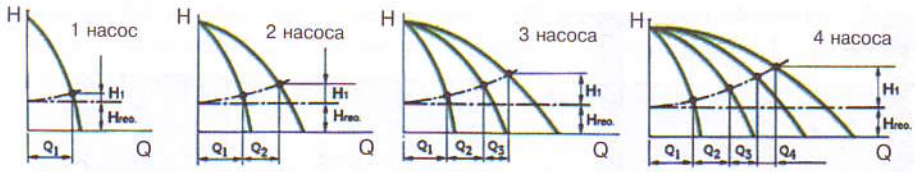


Рис. 5.16. Построение графика совместной работы насосов и трубопровода

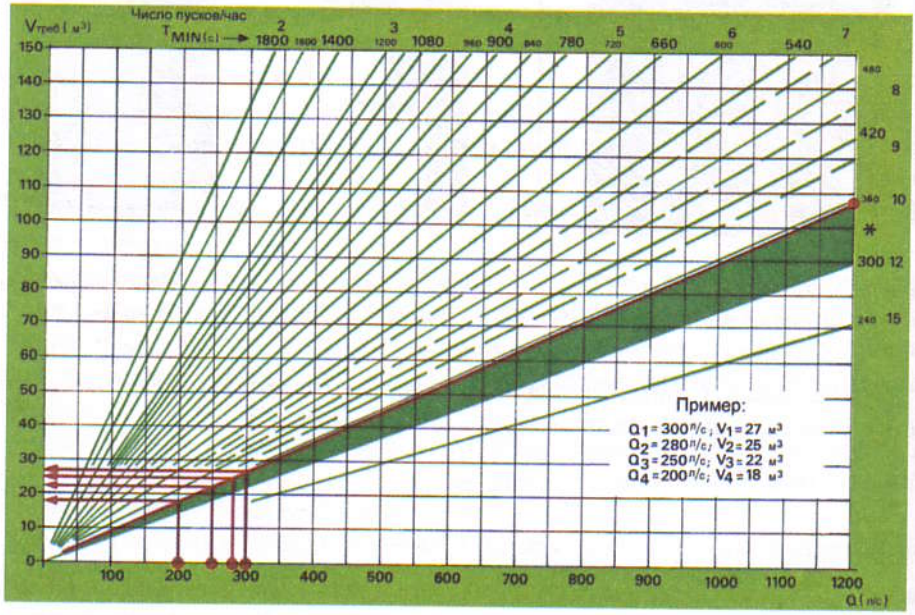


Рис. 5.17. Диаграмма расчета объема приемного резервуара при работе насосов по схеме 1

соса. Полученные данные при работе по схеме 1 представлены в виде диаграммы (рис. 5.17). По оси ординат диаграммы отложен объем сборного резервуара в м^3. Величины объемной подачи для различных систем отложены по оси абсцисс, а число пусков в час и продолжительность циклов отложены по двум осям, одна из которых параллельна оси абсцисс, а другая — оси ординат.

Для определения объема приемного резервуара следует выбрать на диаграмме соответствующий расход Q (л/с) и провести вертикальную линию до пересечения с диагональной прямой, представляющей число пусков в час или время цикла. От точки пересечения провести горизонтальную линию влево и определить по оси соответствующие индивидуальные объемы. Суммарный требуемый объем приемного резервуара в данном примере (см. рис. 5.17) равен 92 м^3.

Требуемый минимальный объем приемного резервуара под насосы с подачей 300 л/с, рассчитанный по действующим российским нормам [13] на пятиминутную подачу наиболее производительного насоса, составит 90 м^3, что хорошо согласуется с полученным результатом.

Пуск насосов при работе станции по операционной схеме 2 осуществляется в той же последовательности, что и по схеме 1, но здесь все насосы продолжают качать до тех пор, пока уровень воды не достигнет нижнего уровня

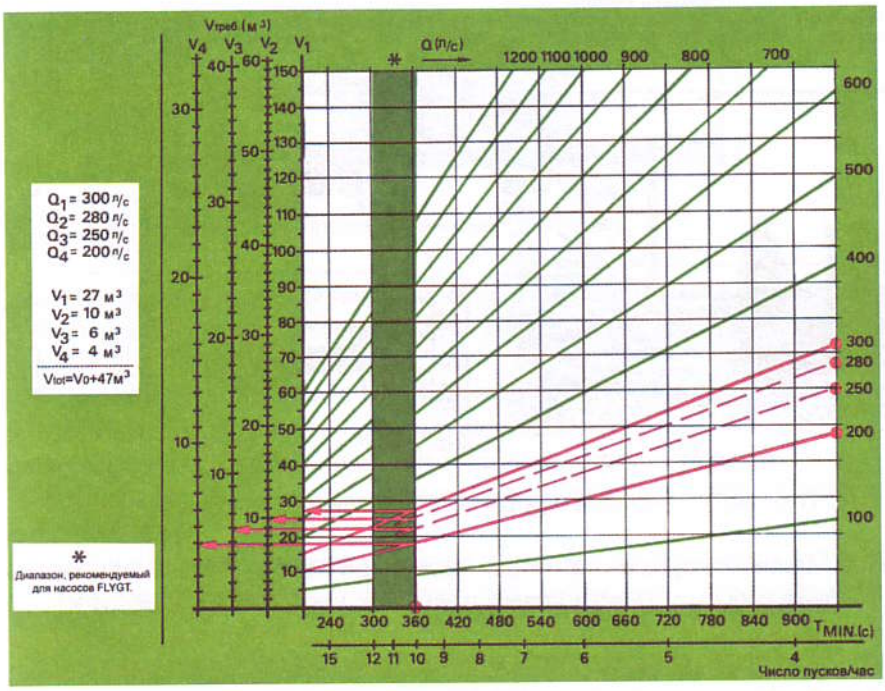


Рис. 5.18. Диаграмма расчета объема приемного резервуара при последовательности включений по схеме 2

отключения. Поэтому объемы V_2, V_3 и V_4 сборного резервуара будут меньше, чем для операционной схемы 1. Объем V_1 остается тем же.

На диаграмме (рис. 5.18) значения подач отложены по осям, параллельным осям абсцисс и ординат. По оси абсцисс отложено время циклов, а величины минимальных объемов сборного резервуара отложены по четырем осям, параллельным оси ординат.

Чтобы определить объемы V_1, V_2, V_3 и V_4 нужно найти на диаграмме точку, соответствующую известной объемной подаче (согласно характеристике системы) и известному времени цикла, и найденную точку спроецировать на ось ординат.

Введением альтернативной системы управления, позволяющей обеспечить попеременное использование насосов, можно уменьшить объем сборного резервуара, а также достичь более равномерного распределения моточасов между четырьмя насосами.

Данная система может применяться для станций с любым числом насосов.

5.2. Рекомендации по конструированию насосно-приемного резервуара

При проектировании насосной станции важнее всего заложить благоприятные гидравлические условия для работы агрегатов.

Поток воды в любой насос должен быть однородным и установившимся, без завихрений и вовлечения воздуха в жидкость.

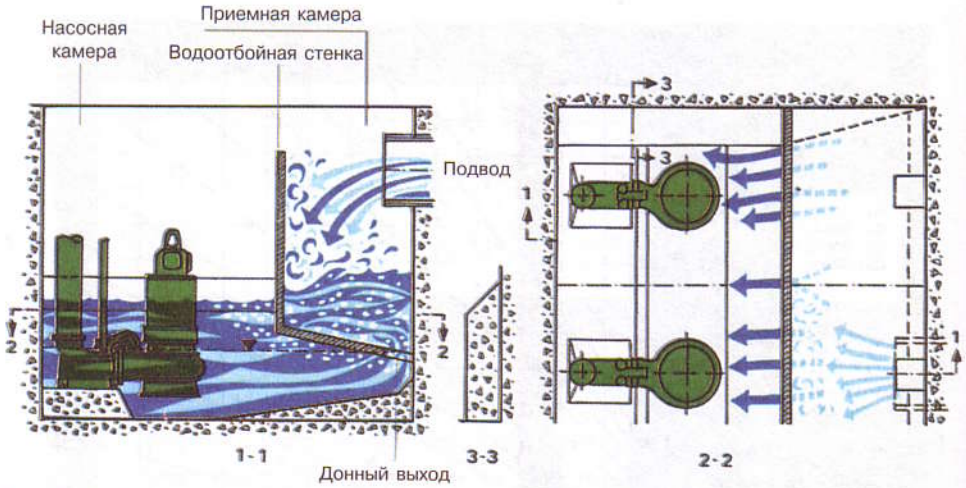


Рис. 5.19. Принципиальная конструкция насосно-приемного резервуара Flygt

Нарушение однородности потока может привести к нарушению оптимальных условий работы рабочего колеса и к снижению гидравлического КПД, появлению шума, вибраций, проблем с подшипниками и другими элементами.

Завихрения на входе в насос могут вызвать локальное падение давления, образование и поступление ядра воздушного вихря в насос. Это ядро воздуха, а также воздух, вовлеченный жидкостью, приводят к снижению подачи, неравномерной нагрузке на рабочее колесо и местным ударным нагрузкам на различные части насоса, вызывая шум и вибрации и, как следствие, поломки.

При перекачке загрязненных вод конструкция приемного резервуара должна обеспечивать не только соответствующий подвод потока к насосам, но также препятствовать образованию осадка и поверхностной пены в колодце.

Исходя из вышеперечисленного, разработана [42] принципиальная конструкция насосно-приемного резервуара (рис. 5.19).

В данной конструкции попадание воздуха в жидкость вследствие падения воды сведено к минимуму за счет использования перегородки специальной конструкции. Поток воды из подводящего трубопровода сталкивается с перегородкой и затем стекает вниз по ней в приемный лоток. В дне приемного лотка имеются отверстия, которые в определенной степени ограничивают движение потока, обеспечивая тем самым время для удаления воздуха. Если некоторая часть воздуха все же попадает в насосную камеру, то этот воздух поднимется вдоль нижней стороны наклонного дна приемного лотка и затем на поверхность. Вторичное вовлечение воздуха в воду на входе в насосную камеру предотвращается благодаря тому, что донные выходы всегда находятся ниже минимального уровня воды в насосной камере. Водоотбойная стенка прямо напротив подводящего трубопровода должна быть достаточно высокой, чтобы предотвратить перелив потока через нее. Хотя поток в приемном лотке турбулентный, здесь могут собраться различные, в том числе плавающие, вещества. Для их отвода и, таким образом, для предотвращения накопления можно использовать боковые водосливы (рис. 5.20).

Донные выходы (отверстия) приемного лотка расположены на одной оси с насосами — по одному выходу для каждого насоса. Размеры отверстий под-



Рис. 5.20. Водоотбойная перегородка с боковыми сливами

бираются с условием обеспечения равномерных скоростей притока к агрегатам. Такая конструкция помогает предотвратить вихревой поток на входе в насосы.

Подводящая труба должна выступать за пределы отверстий в наклонной перегородке и заходить внутрь резервуара, чтобы предотвратить слив воды непосредственно в отверстия приемного лотка при малом притоке.

Вертикальная перегородка должна быть несколько выше осевой линии подводящей трубы.

Водосливы предотвращают создание подпора в подводящем коллекторе, а также обеспечивают поступление плавучих материалов в насосную камеру и их откачку.

Описанные принципы были положены в основу масштабной (1:3) модели насосной станции (рис. 5.21), по которой были определены оптимальные размеры, рекомендуемые для проектирования.

На диаграмме (рис. 5.22) эти размеры (их семь) представлены в зависимости от подачи единичного насоса. Размеры станции определяются числом и габаритами агрегатов, их производительностью и числом пусков в час каждого насоса.

Соблюдение размеров обеспечивает поступление к насосам равномерного потока воды без завихрений и турбулентных течений. Поскольку вода во всем объеме находится в движении, вероятность осаждения осадка является очень небольшой (при условии, что минимальные размеры не превышены на значительную величину). Если необходимо увеличить объем резервуара, то лучше всего это сделать за счет увеличения расстояния от места входа потока в приемную камеру до насосов (размер A).

Данный размер не должен быть меньше минимального рекомендуемого размера, поскольку такое уменьшение вызывает повышение скорости воды и неравномерное распределение скоростей в насосной камере при работе насосов. Выдерживание рекомендованных размеров важно и для предотвращения скопления шлама или твердых частиц между и за насосами, если станция перекачивает загрязненные воды. Расстояние между осевыми линиями двух смежных насосов (размер B) является минимальным. Однако при проверке размерного чертежа может оказаться, что это расстояние приводит к наложению двух смежных насосов друг на друга. Поэтому для любого случая зазор между улитками не должен быть менее 200 мм.

Минимальный уровень воды в насосно-приемном резервуаре должен быть достаточно высоким, чтобы квадратные отверстия в наклонной (или горизонтальной) перегородке приемной камеры всегда были заполнены водой (выше размера G) во избежание повторного вовлечения воздуха через лоток при от-

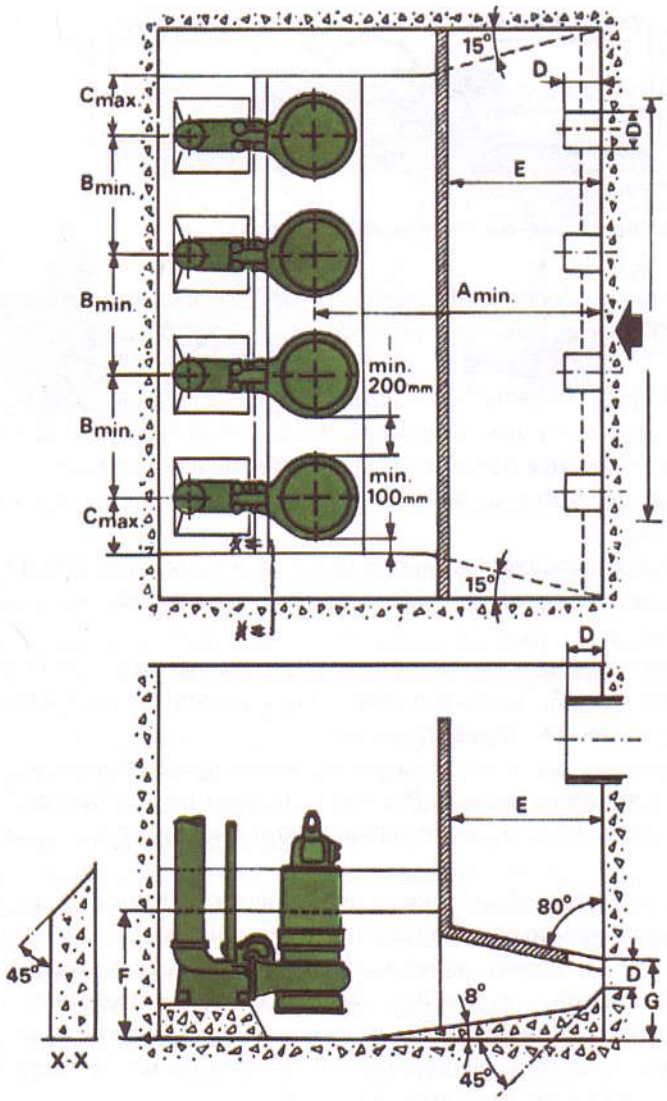


Рис. 5.21. Модель насосно-приемного резервуара ITT Flygt

качке. Минимальный уровень воды может быть и увеличен, если кавитационный запас насосов потребует обеспечения соответствующего подпора. В любом случае данный уровень должен быть не ниже верха улитки агрегата.

Ширина приемного лотка E подбирается так, чтобы при высокой скорости воды в подводящем коллекторе (1,0—1,5 м/с) поступающая вода ударялась о вертикальную перегородку, а при малой скорости воды (около 0,7 м/с) струя воды ударялась о наклонную (горизонтальную) перегородку приемной камеры. Каких-либо проблем это не вызывает, так как вовлечение воздуха представляется более серьезным при увеличении скорости поступающей воды.

Насос установлен на выходном патрубке, прикрепленном к плите основания. Основание создает стенку за всасом насоса, разрушая тем самым завихрения воды под насосом, которые могут возникнуть вследствие несимметрично-

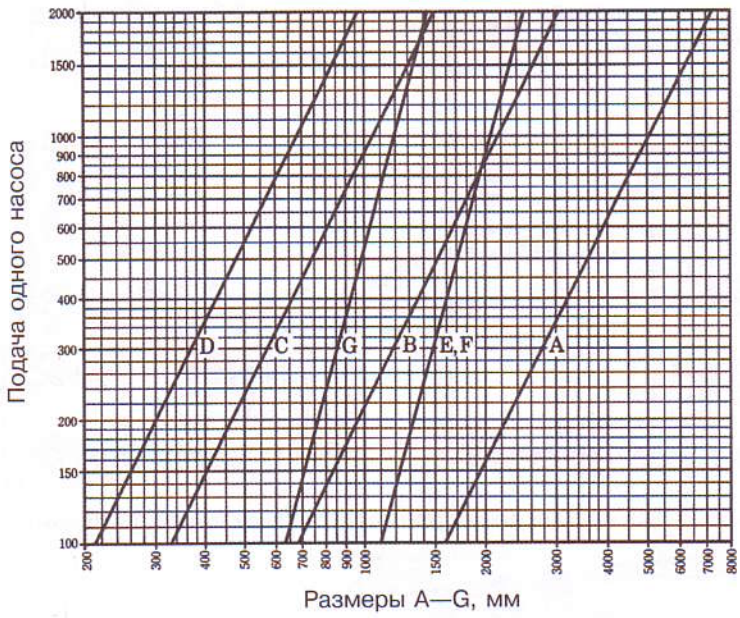


Рис. 5.22. Диаграмма для определения размеров насосно-приемного резервуара

го движения потока. Вертикальная напорная труба установлена вблизи базовой задней стенки колодца, чтобы уменьшить вероятность вращения массы жидкости. Еще более подавляет вихреобразование сзади насоса и способствует удалению осадка устройство вокруг напорной трубы наклонной перегородки или бетонной призмы, опирающейся на днище резервуара (рис. 5.23).

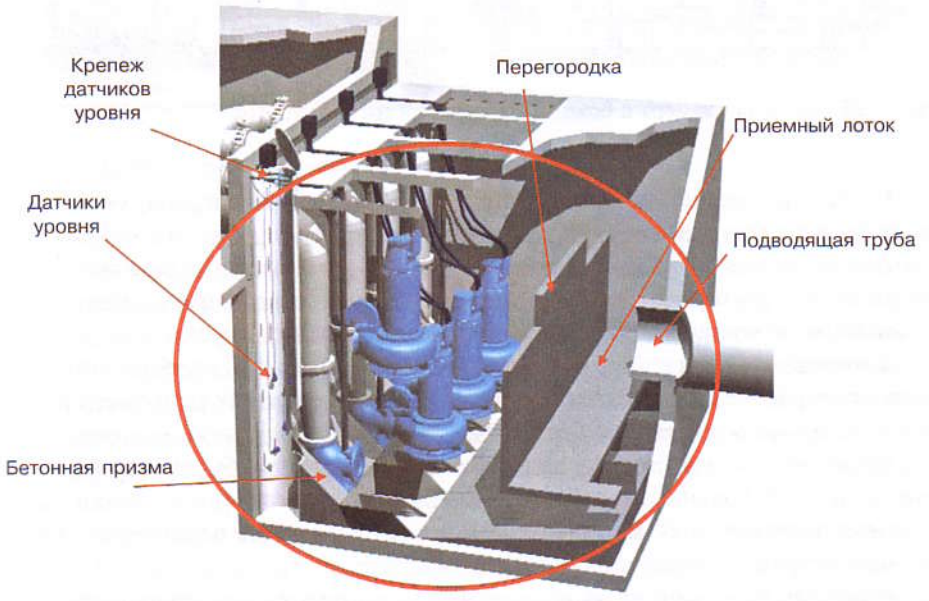


Рис. 5.23. Вид станции с насосами мокрой установки

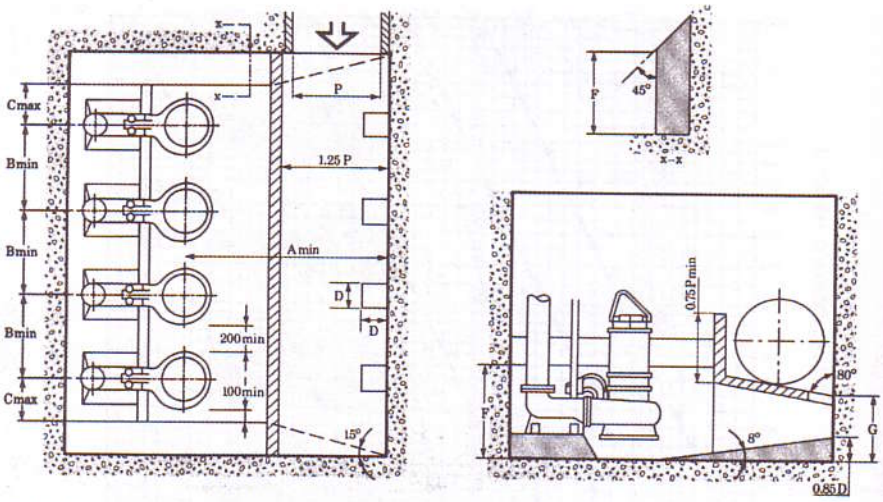


Рис. 5.24. Насосно-приемный резервуар камеры с боковым вводом на высоком уровне

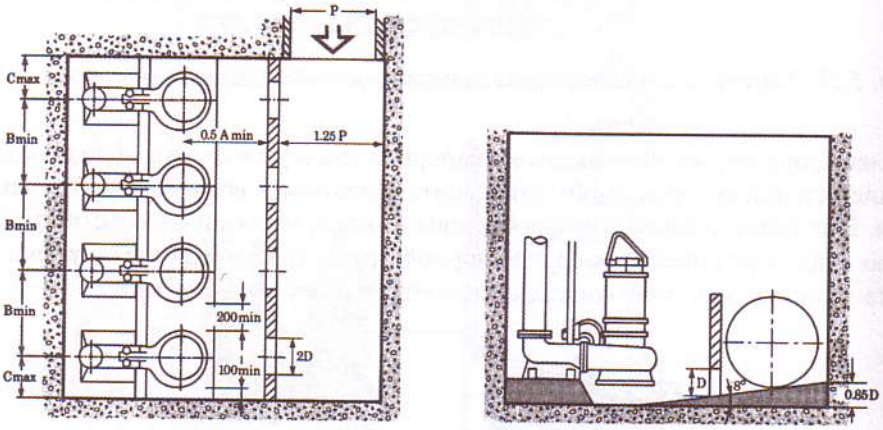


Рис. 5.25. Насосная камера с боковым вводом на низком уровне

Различные варианты стандартной конструкции резервуара, испытанные на моделях и на практике, представлены на рис. 5.21 и рис. 5.24–5.30.

Резервуар с впуском на высоком уровне. В зависимости от положения подводящего коллектора возможны два варианта с входом на высоком уровне по отношению к насосам: фронтальный впуск и боковой впуск.

Фронтальный впуск. Данная конструкция (см. рис. 5.21) требует минимального пространства и является базовой для более сложных исполнений.

Конструкция резервуара (рис. 5.24) предназначена для *бокового впуска.* Так как приемная камера должна вместить подводящую трубу, ее ширину нужно иметь на 25 % больше диаметра трубы. Высота водоотбойной стенки должна составлять по меньшей мере 3/4 диаметра трубы. Другие параметры идентичны параметрам колодца с фронтальным вводом.

Резервуар с впуском на низком уровне. В данном случае подводящая труба находится ниже уровня воды в резервуаре, или жидкость поступает в резерву-

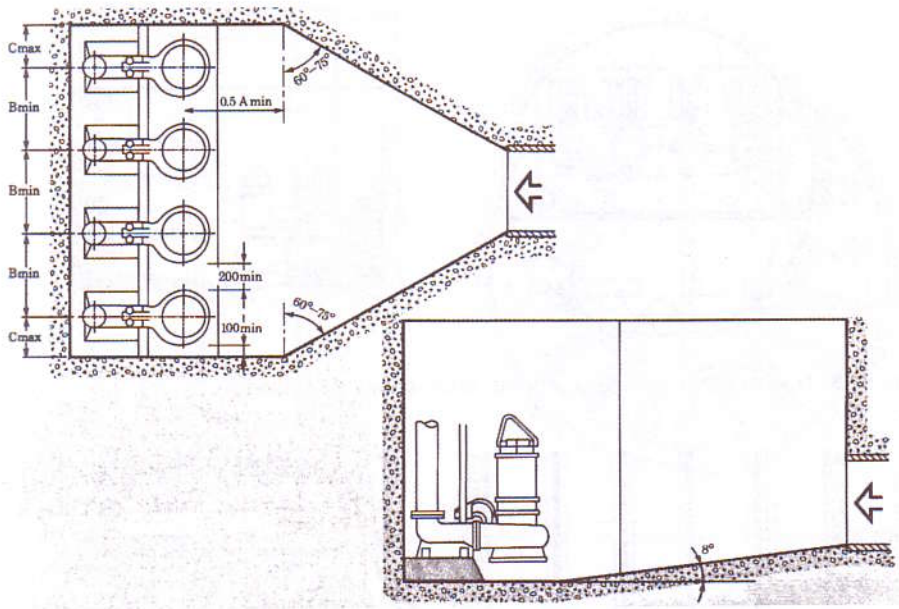


Рис. 5.26. Насосная камера с фронтальным придонным вводом

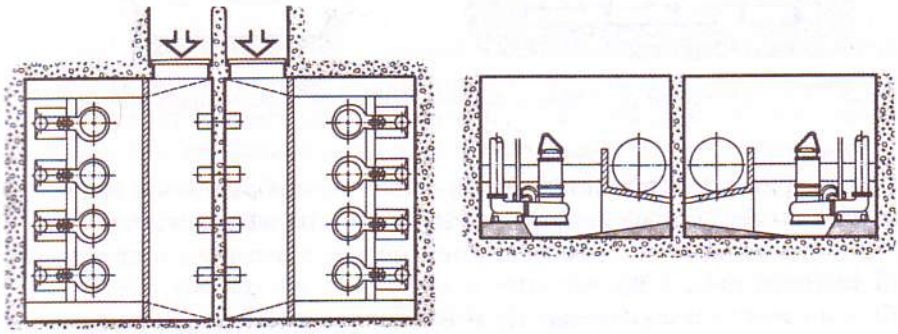


Рис. 5.27. Двойной насосно-приемный резервуар

ар по открытому лотку, сопрягающемуся с его днищем. В связи с отсутствием падения поступающего потока попадание воздуха в воду маловероятно. Соответственно, насосно-приемный резервуар может быть упрощен, поскольку его единственное назначение состоит в равномерном распределении потока к насосам. Здесь также можно выделить боковой (рис. 5.25) и фронтальный впуски (рис. 5.26). Конструкция с фронтальным впуском требует большего пространства, но она исключает турбулентность потока. Впускной лоток при этом расширяется по направлению к агрегатам под углом 65—75° в плане и 8° по дну.

Прямоугольная восьминасосная станция (рис. 5.27) состоит из двух одинаковых камер, размеры которых расчитаны по диаграмме (см. рис. 5.22).

Насосные станции цилиндрической формы (особенно, если они глубокие) проще опустить до нужного горизонта грунта, чем прямоугольные.

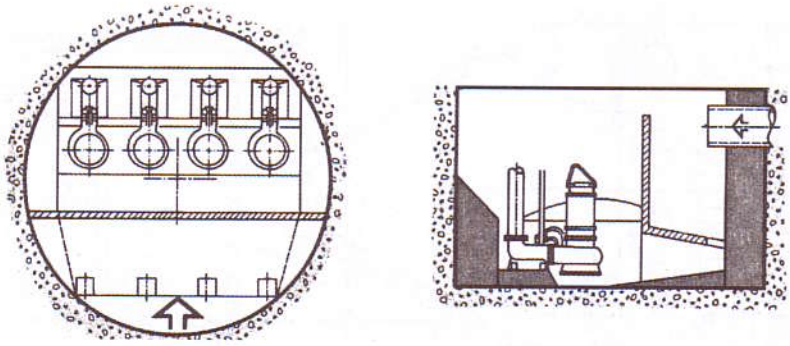


Рис. 5.28. Насосно-приемный резервуар цилиндрической формы

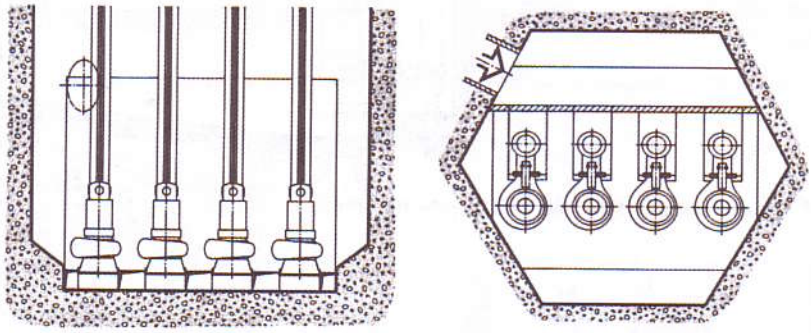


Рис. 5.29. Шестиугольный резервуар с задним вводом по отношению к насосам

Цилиндрические станции проектируются таким образом, что вначале рассчитывается стандартный прямоугольный модуль по диаграмме (см. рис. 5.22) с требуемым количеством насосов, затем модуль вписывают в круг подходящего диаметра (рис. 5.28).

В некоторых случаях возникает необходимость установки напорных патрубков (и труб) насосов навстречу подводящему коллектору или лотку.

Вариант такого резервуара шестиугольной формы (в качестве примера разнообразия строительного исполнения) представлен на рис. 5.29. Вода поступает к насосам через отверстия в перегородке, смонтированной между вводом коллектора и напорными патрубками агрегатов. Отверстия при этом располагаются между фундаментами под патрубками насосов.

Развитием варианта расстановки напорных патрубков навстречу потоку может служить цилиндрический резервуар с центральной приемной камерой и периферийно размещенными у базовой стены станции насосами (рис. 5.30). Вода к агрегатам поступает через отверстия в кольцевой перегородке приемной камеры. Эти отверстия располагаются между основаниями напорных патрубков насосов. Особенностью этой станции является то, что насосы качают жидкость в верхний резервуар, откуда она транспортируется далее самотеком. Тем самым исключается необходимость в использовании задвижек и обратных клапанов за насосами. Автоматика в этом случае должна учитывать эффект обратного тока столба жидкости через насос.

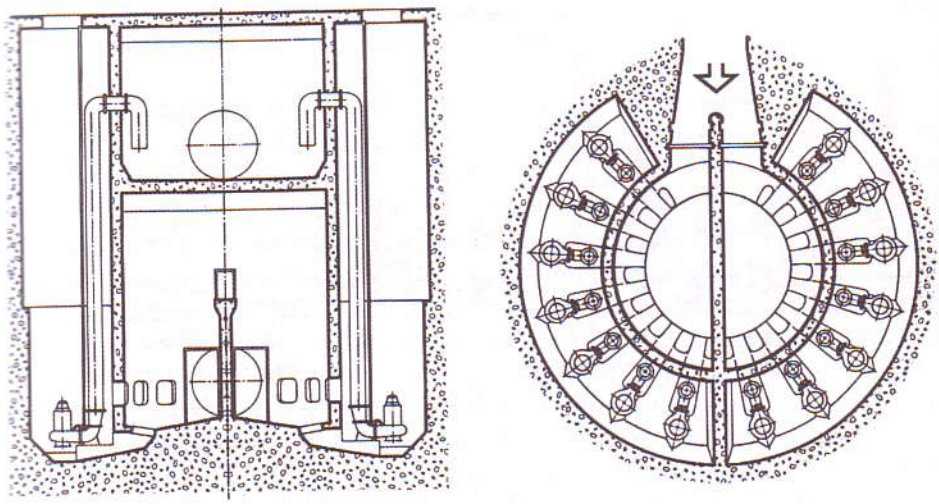


Рис. 5.30. Цилиндрическая многонасосная станция с центральным вводом и периферийным расположением агрегатов

Помимо собственно насосов, в станциях используются запорно-регулирующая арматура, электрощиты автоматики, датчики, кабели и другое оборудование.

При расстановке этого оборудования необходимо придерживаться следующих общих рекомендаций, относящихся к насосам погружной установки:

— во избежание кавитации арматура на напорной трубе должна располагаться на уровне не выше 8 метров по отношению к верху улитки насоса;

— чтобы облегчить обслуживание и защитить кабель, для прокладки кабеля рекомендуется проделать в полу желоб (в соответствии с правилами ПУЭ);

— опорный кронштейн для кабеля и армированный кожух должны быть установлены таким образом, чтобы обеспечить легкий доступ к ним, т.е. в пределах досягаемости под люком;

— если для защиты кабеля используется труба или шланг, они не должны покрывать кабель по всей длине в панели управления, поскольку испаряющиеся взрывоопасные газы от сточных вод при попадании в шкаф могут причинить вред (см. ПУЭ);

— газы от сточных вод могут вызвать окисление контактов реле, поэтому панель управления необходимо располагать в проветриваемой зоне;

— датчики уровня, по которым осуществляется пуск/остановка агрегатов, должны располагаться в зонах между напорными трубами насосов и задней стенкой колодца, т.е. в наиболее спокойном его месте;

— чтобы избежать проблем в работе поплавковых датчиков уровня от плавающего мусора, можно использовать защитную вертикальную трубу, с входом воды на уровне ниже минимального (см. рис. 5.23);

— в многонасосных приемных резервуарах с агрегатами, имеющими единичную подачу свыше 315 л/с, следует устанавливать [15] придонные разделительные перегородки по потоку, между всасами насосов;

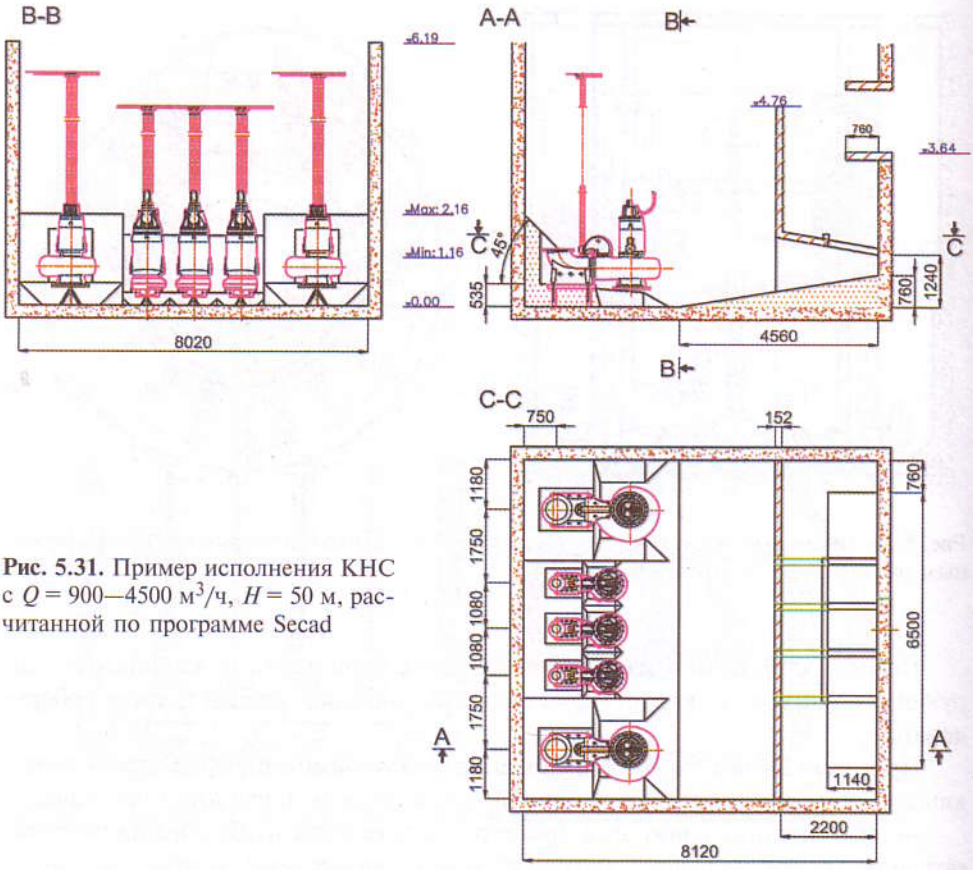


Рис. 5.31. Пример исполнения КНС с $Q = 900—4500$ м^3/ч, $H = 50$ м, рассчитанной по программе Secad

— позади напорных патрубков может скапливаться осадок, для чего рекомендуется устраивать за патрубками наклонную (под 45°) стенку из бетона или металлической пластины (см. рис. 5.23)

Для упрощения расчетов и построений разработаны программы проектирования насосных станций. Некоторые из них позволяют, наряду с техническими, оптимизировать и экономические (ценовые, энергетические и др.) составляющие, в том числе с применением регулирующего привода.

На получение чертежа насосной станции (рис. 5.31) с использованием программы Secad специалисту потребуется около 10 минут. Как видите, размеры в плане насосно-приемного резервуара на подачу 4500 м^3/ч составили 8020×8120 мм (при круглом исполнении – диаметром 12 м). Значительный диапазон подач этой станции (900—4500 м^3/ч) предопределил преимущество использования насосов разных производительностей с $q_1 = 900$ м^3/ч и $q_2 = 4500$ м^3/ч, причем один из двух крупных агрегатов является резервным.

В программу Secad заложены последние усовершенствования вышеописанной модели насосно-приемного резервуара [43].

Программы, апробированные на практике тысячами инженеров во многих странах мира могут быть рекомендованы к широкому использованию в России как для проектных организаций, так и в учебном процессе подготовки специалистов по курсу «Насосы и насосные станции».

мещены коробки кабельных разъемов. Электрощитовая располагается на поверхности земли в закрытом отделении, примыкающем к станции.

Насосная станция «Аустерлиц» производительностью 150 тыс. м^3/сут и напором до 140 м (рис. 5.36, 5.37) с 1993 г. подает воду из Сены в резервуары, установленные в различных районах Парижа в зависимости от рельефа местности. Вода используется для полива. Помещение станции встроено в современное административное здание в деловом центре города. На наземном уровне насосной станции размещены электрощиты и два компактных трансформатора 20 кV – 660 V мощностью по 5000 кВА.

Подземное пространство станции шириной и 28 м глубиной 20 м разделено на два яруса. На нижнем ярусе смонтированы 11 насосов погружной установки производительностью 1800 м^3/ч, напором 70 м, мощностью 560 кВт каждый, а этажом выше – четыре таких же погружных агрегата, но сухой установки (см. рис. 5.37).

Насосы нижнего яруса с помощью сложной системы трубопроводов и управляемых задвижек диаметром 600—1000 мм (58 штук) работают либо параллельно, либо (при подаче воды на самый удаленный резервуар) последовательно с четырьмя агрегатами верхнего яруса, развивая в этом случае напор до 140 м. Для предотвращения гидравлических ударов предусмотрены два напорных резервуара объемом по 60 м^3.

Насосные станции «Аустерлиц» и «Орли» безупречно работают более 10 лет. Поскольку насосы погружные, постоянного персонала на станциях нет.

В начале 2007 г. в Париже введена в эксплуатацию еще одна высокопроизводительная (18 м^3/с) канализационная насосная станция «Сезам» с агрегатами погружной установки.

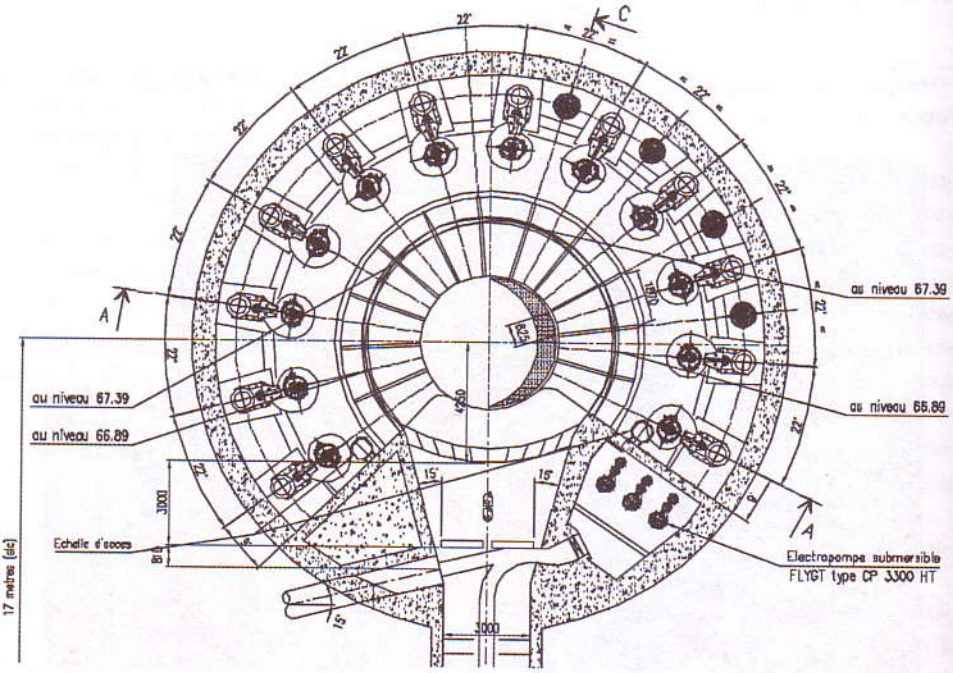


Рис. 5.33. План насосной станции «Орли» производительностью 21м^3/с, диаметром 19 м

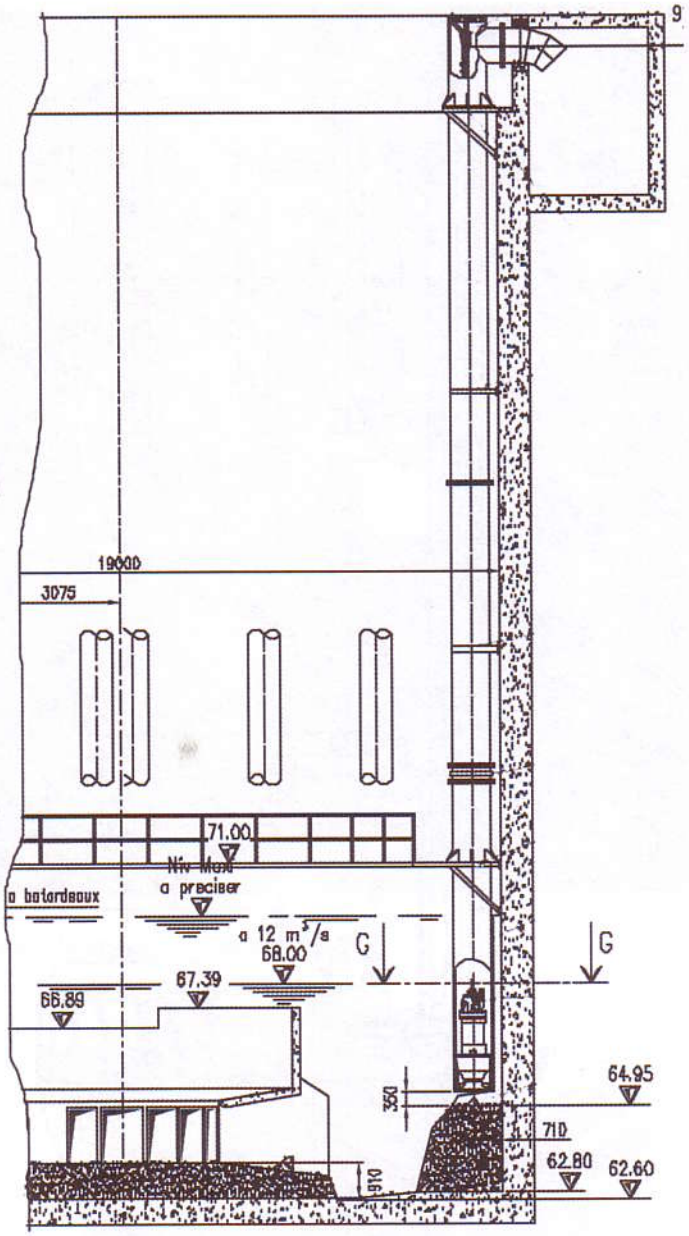


Рис. 5.34. Насосная станции «Орли» (разрез С—С)

На станции диаметром 30 м и глубиной 33,4 м, оборудованной решетками, смонтированы 13 насосов мощностью по 460 кВт (рис. 5.38) с перспективой доустановки еще пяти таких же агрегатов. При этом уровень воды над агрегатами может достигать 29 м (рис. 5.39).

Повышенные длина и, соответственно, масса силовых и контрольного кабелей потребовала в проекте «Sesame» детальной проработки системы их монтажа (рис. 5.40).

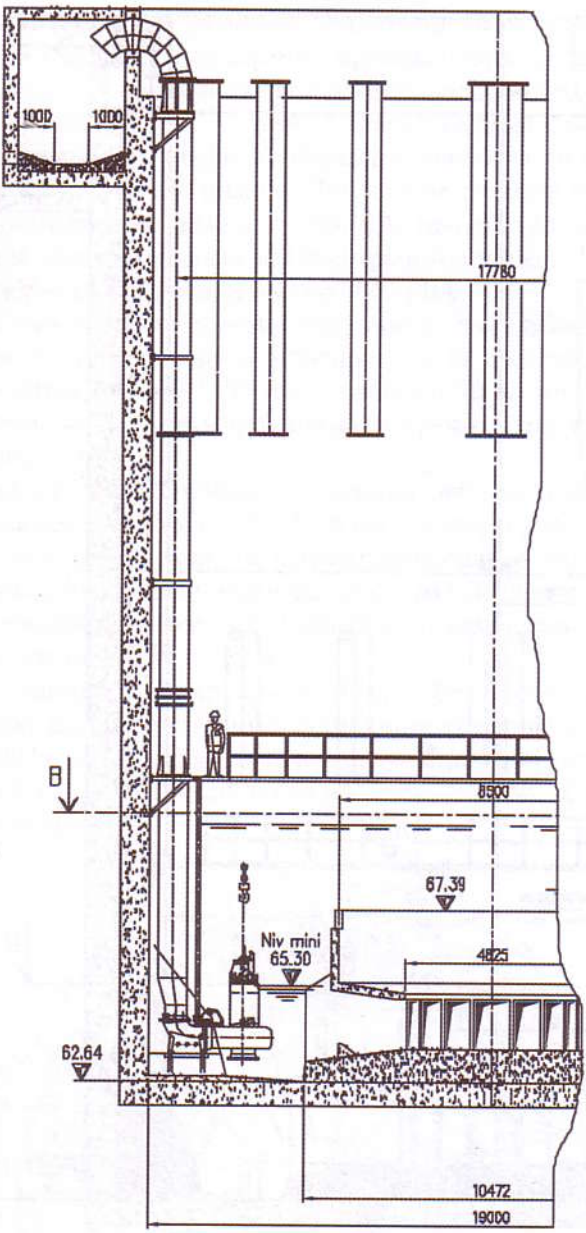


Рис. 5.35. Насосная станция «Орли» (разрез А—А)

Интересные подходы реализованы в насосных станциях, где заказчиком выступало правительство Таиланда. Обе станции выполнены без павильонов. Одна из станций с подачей 6 м^3/с имеет диаметр 14 м (рис. 5.41), другая на 10 м^3/с, снабженная механической решеткой – диаметр 24,5 м (рис. 5.42).

Характерно, что в представленных проектах погружные насосы располагаются довольно близко друг к другу и по отношению к задним и боковым стенкам. Поэтому станции столь значительных производственных мощностей весь-

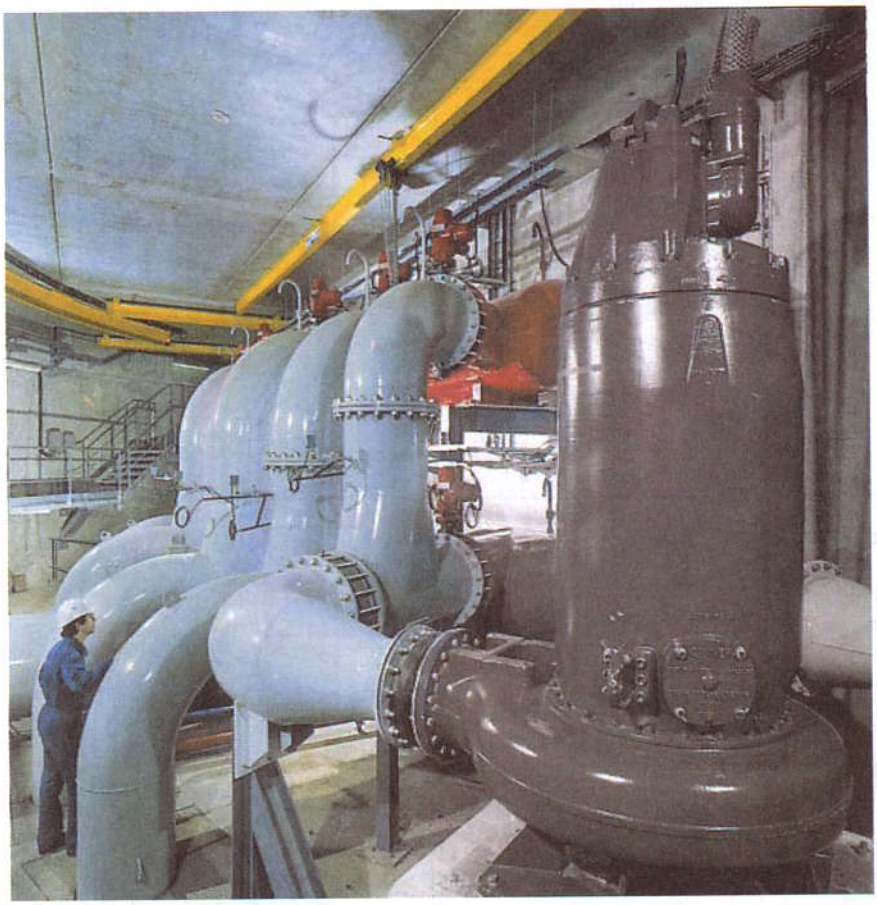


Рис. 5.36. Насосная станция «Аустерлиц»

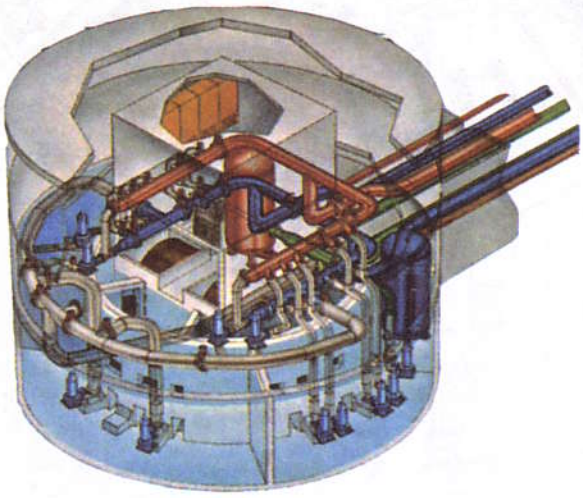


Рис. 5.37. Трехмерная схема насосной станции «Аустерлиц» с насосами мокрой и сухой установок, предусматривающими последовательную и параллельную работу агрегатов [62]

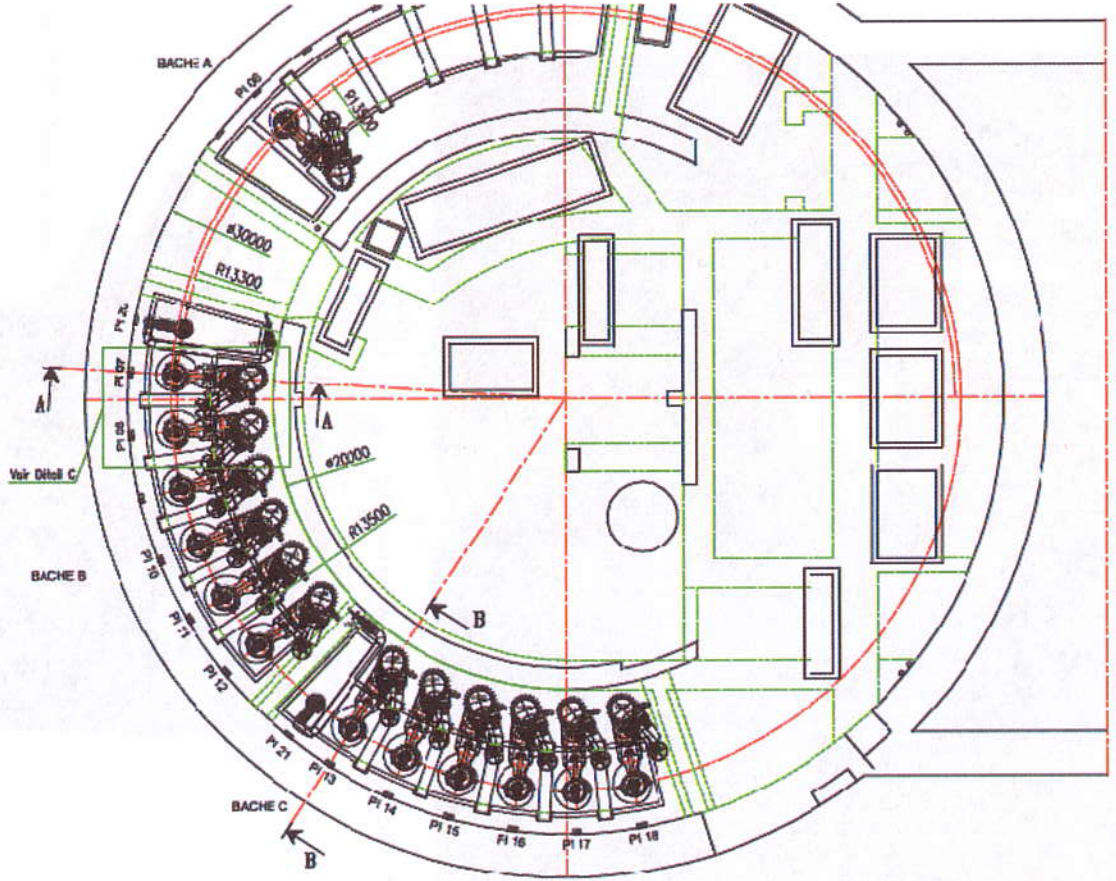


Рис. 5.38. Канализационный насос на станции «Сезам»

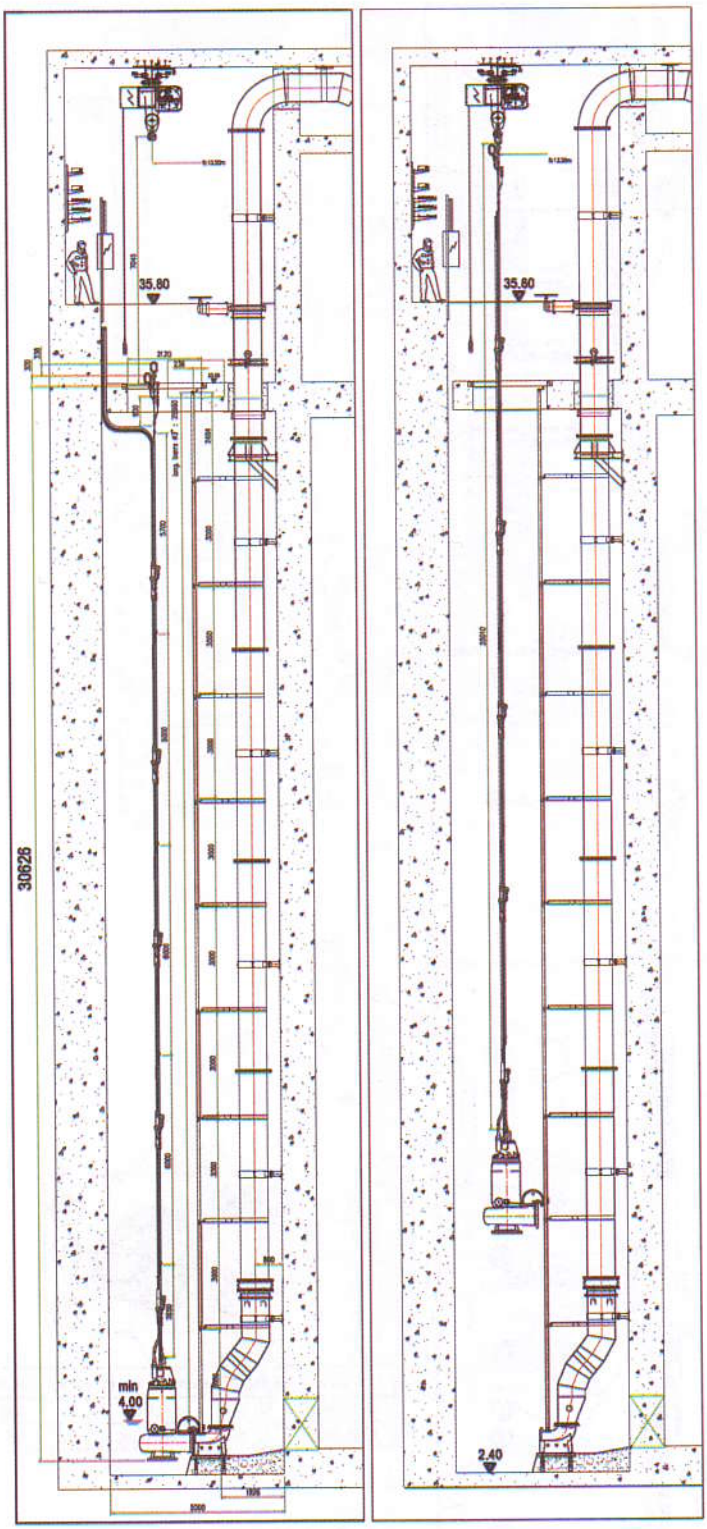
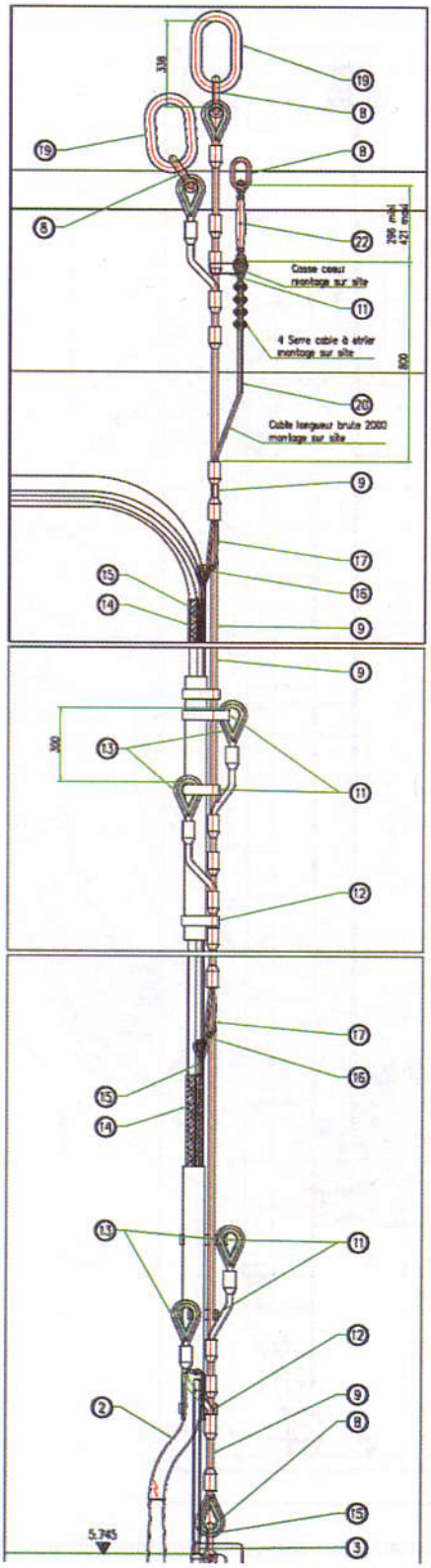
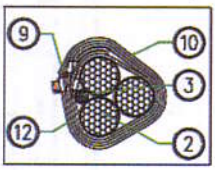


Рис. 5.39. Разрезы КНС «Сезам», допускающей затопление насосов на глубину 29 м





CABLE	ø.ext maxi	poids au m	rayon de courbure mini
4x120mm²	60 mm	7,3 kg	400 mm
12x1.5mm²	22 mm	0,54 kg	85 mm

Рис. 5.40. Насосная станция «Sesame» (элементы монтажа силовых и контрольного кабелей)

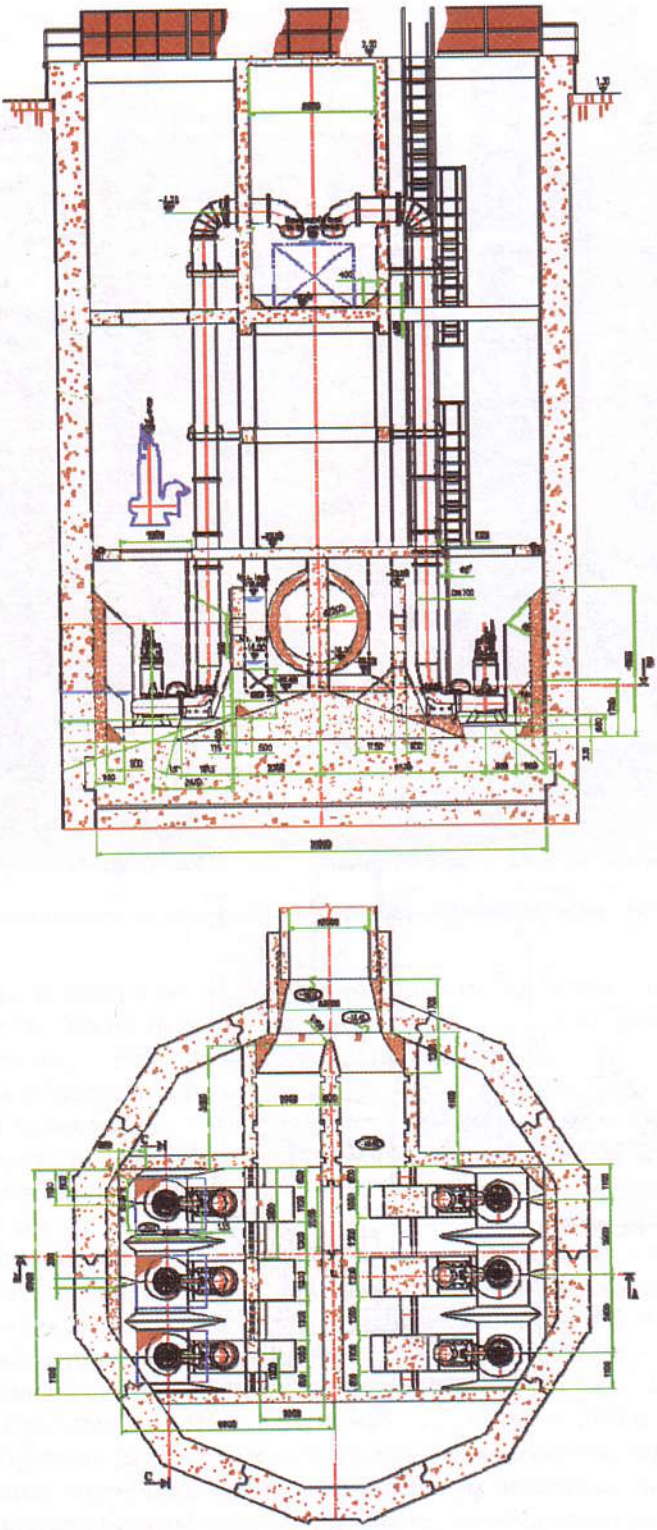


Рис. 5.41. Насосная станция диаметром 14 м и производительностью 6 м^3/с

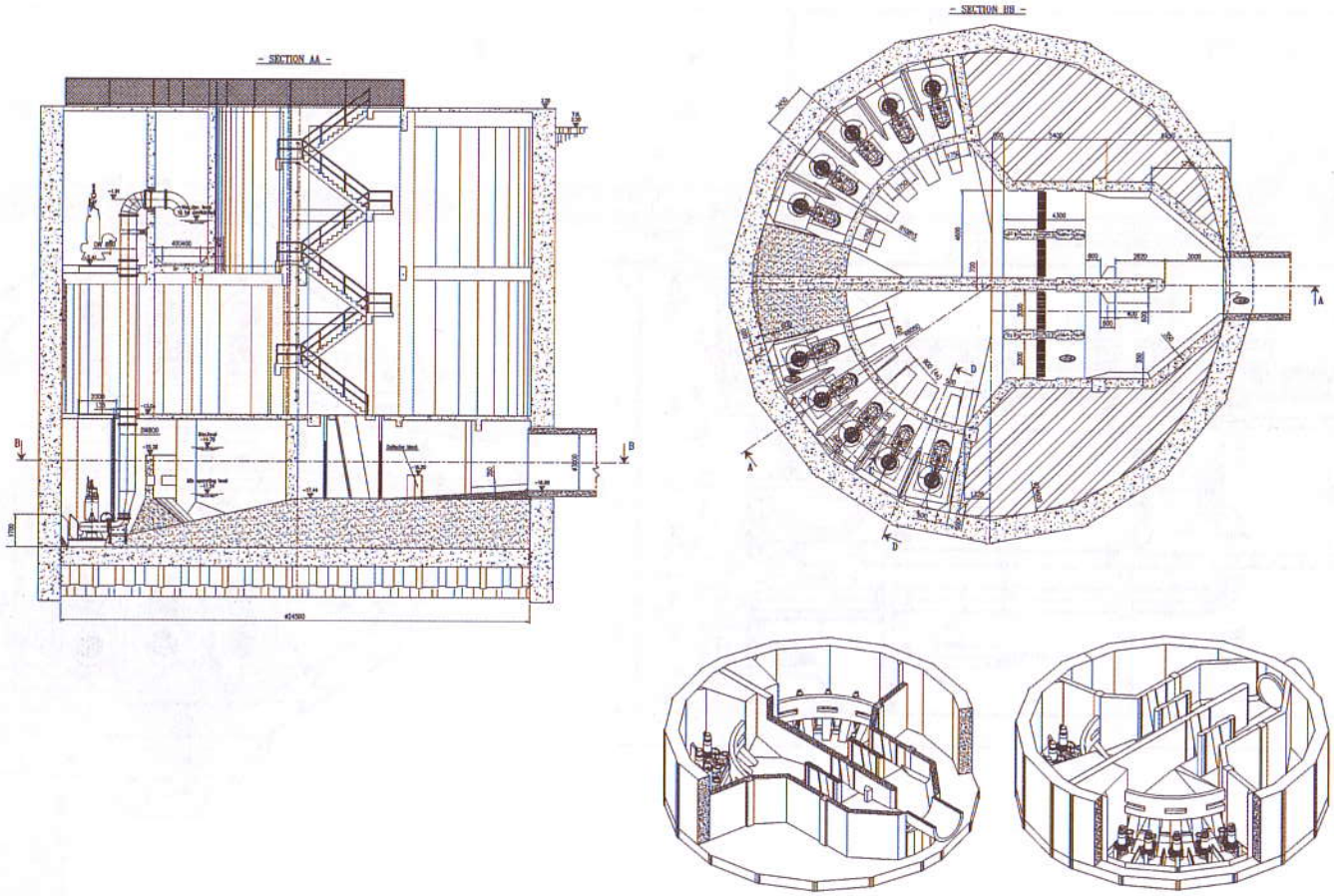


Рис. 5.42. КНС «Тайбэй», диаметром 24,5 м с подачей 10 м^3/с, оборудованная решетками

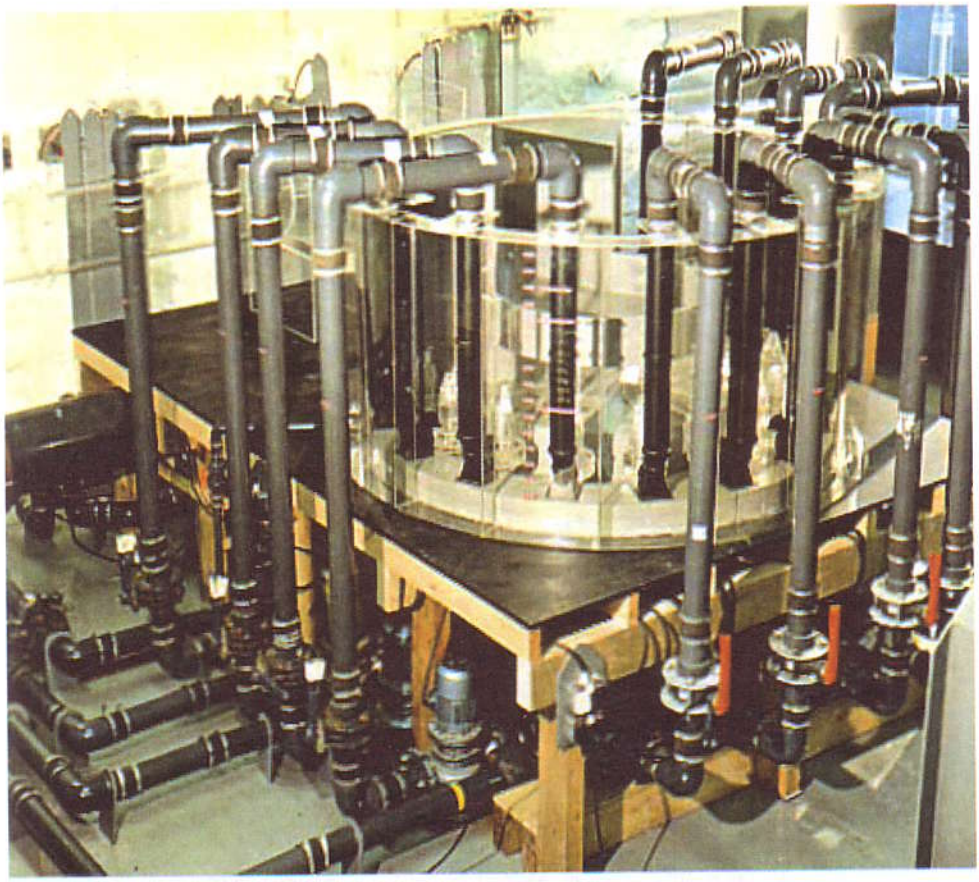


Рис. 5.43. Гидравлическая модель насосной станции «Орли» (масштаб 1:10)

ма компактны, несмотря на то, что на некоторых из них установлены механические решетки. Такое размещение агрегатов соответствует рекомендациям фирмы-изготовителя, хотя для некоторых станций дополнительно проводились испытания на гидравлических моделях в масштабе 1:10 (рис. 5.43).

В России проекты насосных станций с погружными насосами чаще всего предусматривали замену уже установленных классических агрегатов. Тем не менее выполнялись проекты для погружных насосов мокрого монтажа (рис. 5.44—5.60).

Таким образом, при оборудовании современных насосных станций, в том числе крупных, предпочтение отдается погружным агрегатам, что обусловлено их преимуществами: надежностью, бесперебойностью работы, особенно при аварийных затоплениях насосных станций и предотвращением тем самым сбросов стоков в водоемы; отсутствием потребности в постоянном персонале на станциях (трагедия на КНС г. Красногорска в сентябре 2006 г. еще раз подтверждает актуальность этого); недоступностью к оборудованию посторонних лиц; снижением потребного количества резервных агрегатов; высокой энергоэффективностью; низким шумом при работе; уменьшением размеров и соответственно строительных затрат.

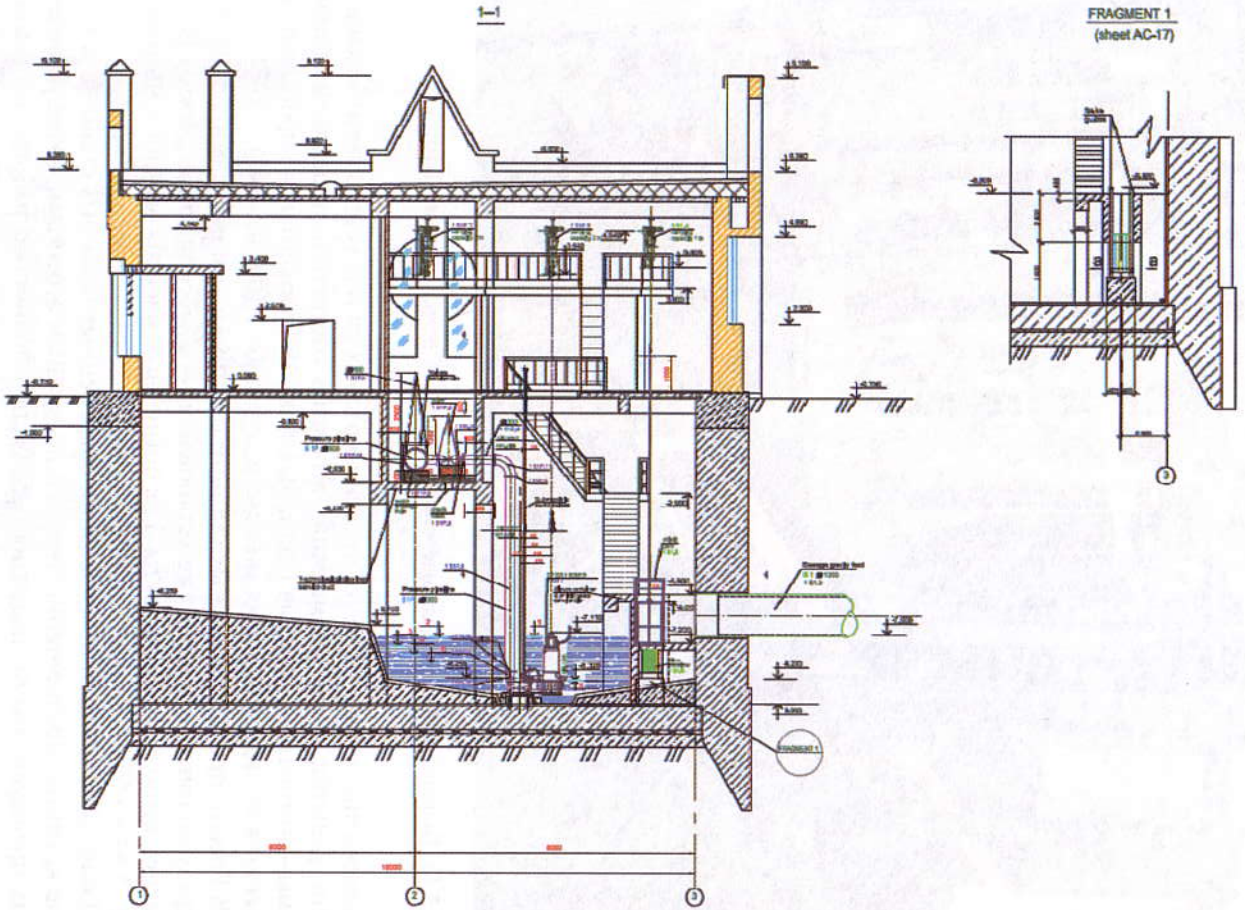


Рис. 5.44. Реконструкция канализационной насосной станции. Проект Астраханигражданпроекта

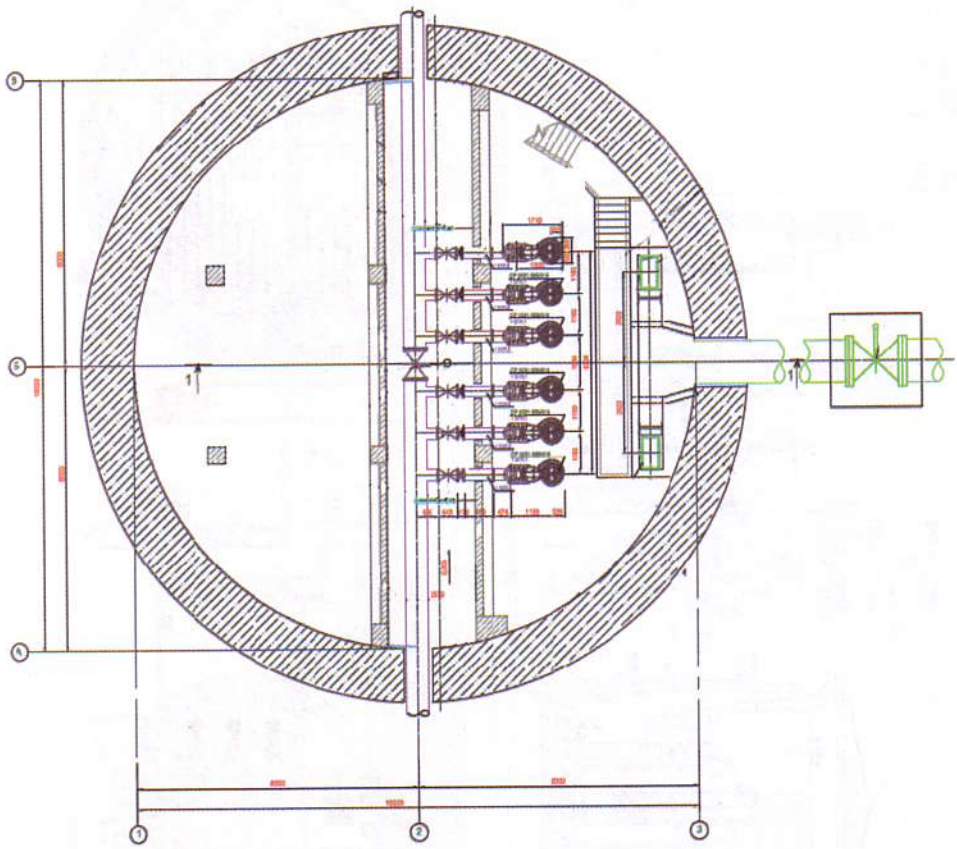


Рис. 5.45. Проект реконструкции КНС, разработанный Астраханигражданпроектом

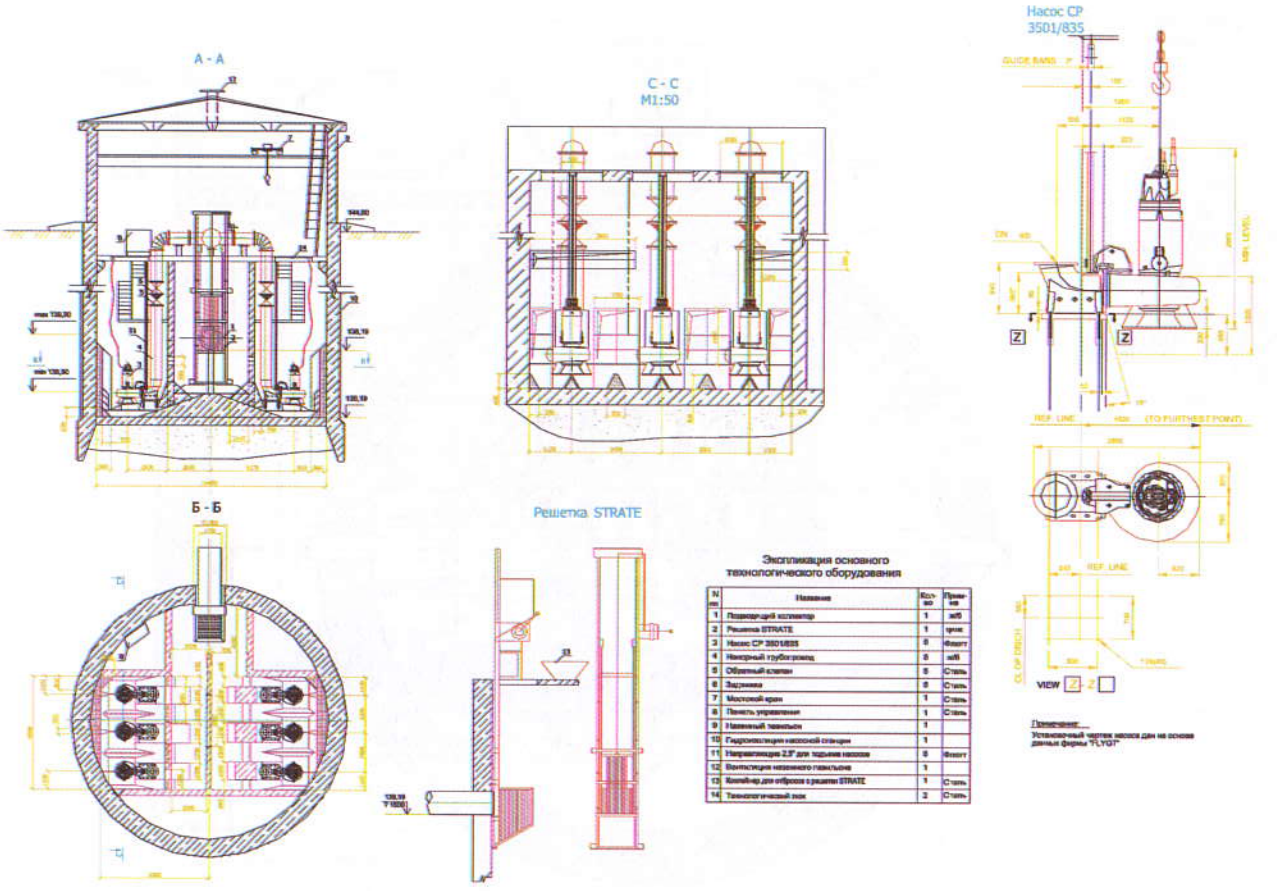


Рис. 5.46. Проект главной насосной станции, разработанный МИКХиС совместно с ЛЭП

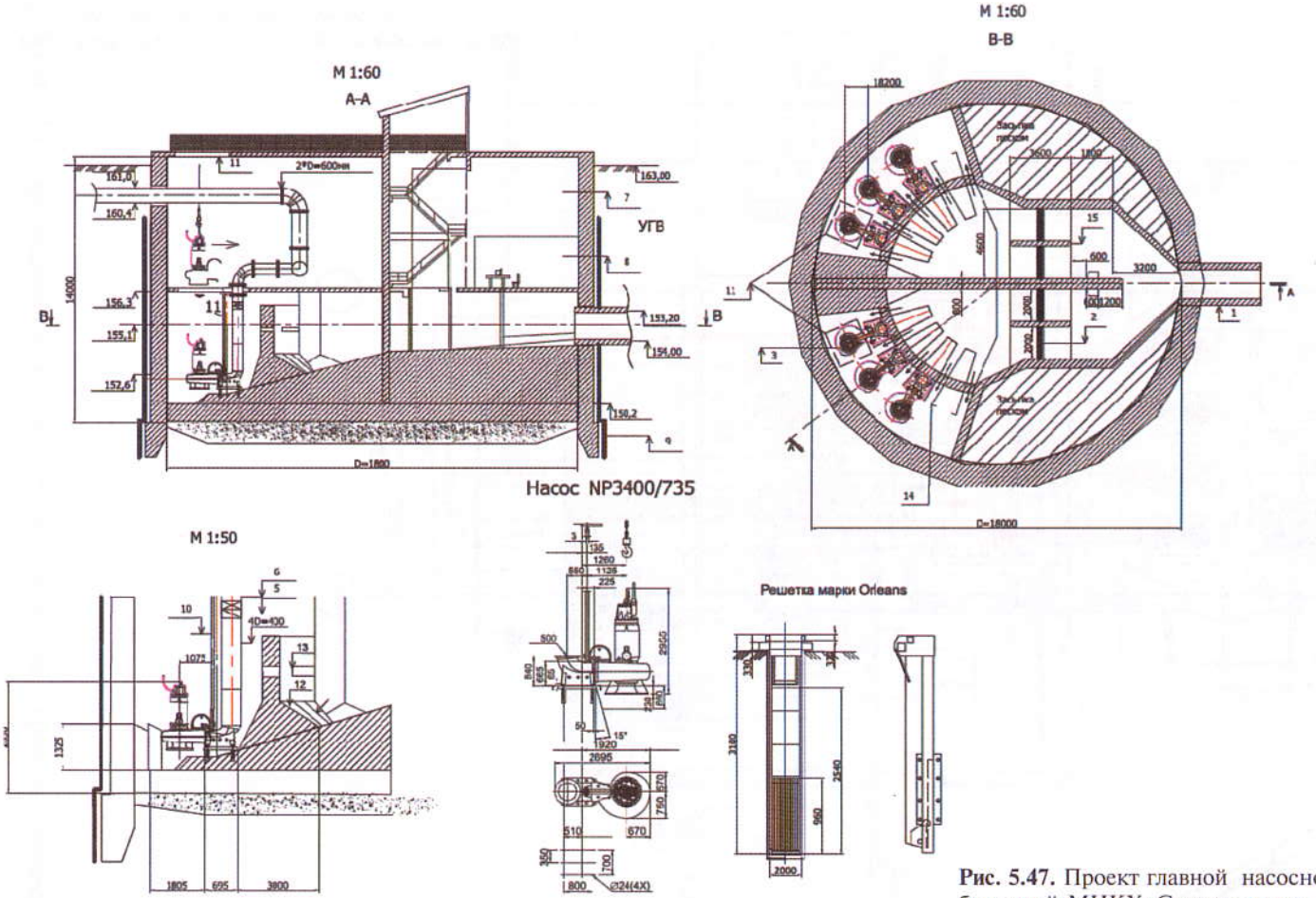


Рис. 5.47. Проект главной насосной станции, разработанный МИКХиС совместно с ЛЭП

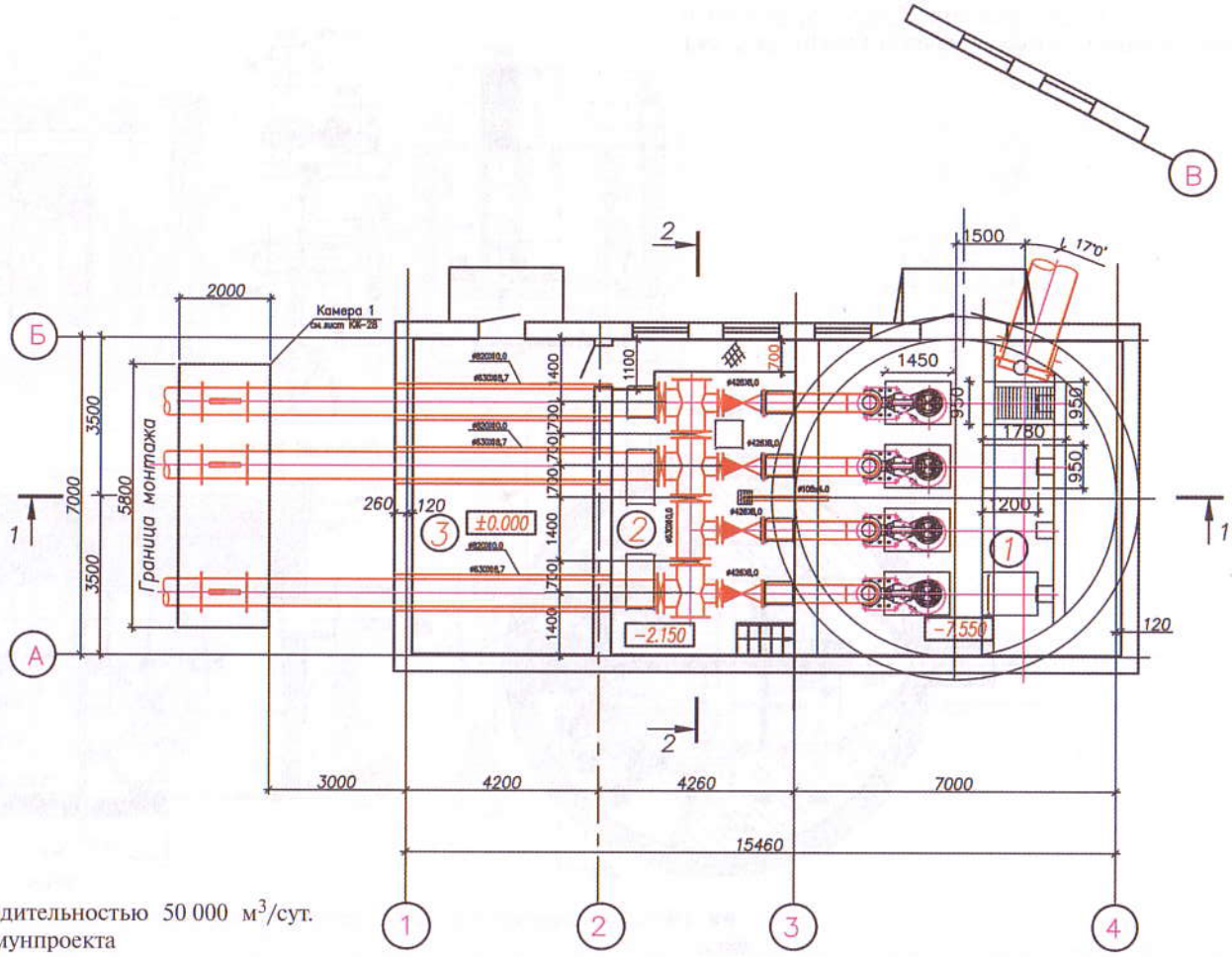


Рис. 5.48. КНС-1 производительностью 50 000 м^3/сут. г. Брест. Проект Брестkоммунпроекта

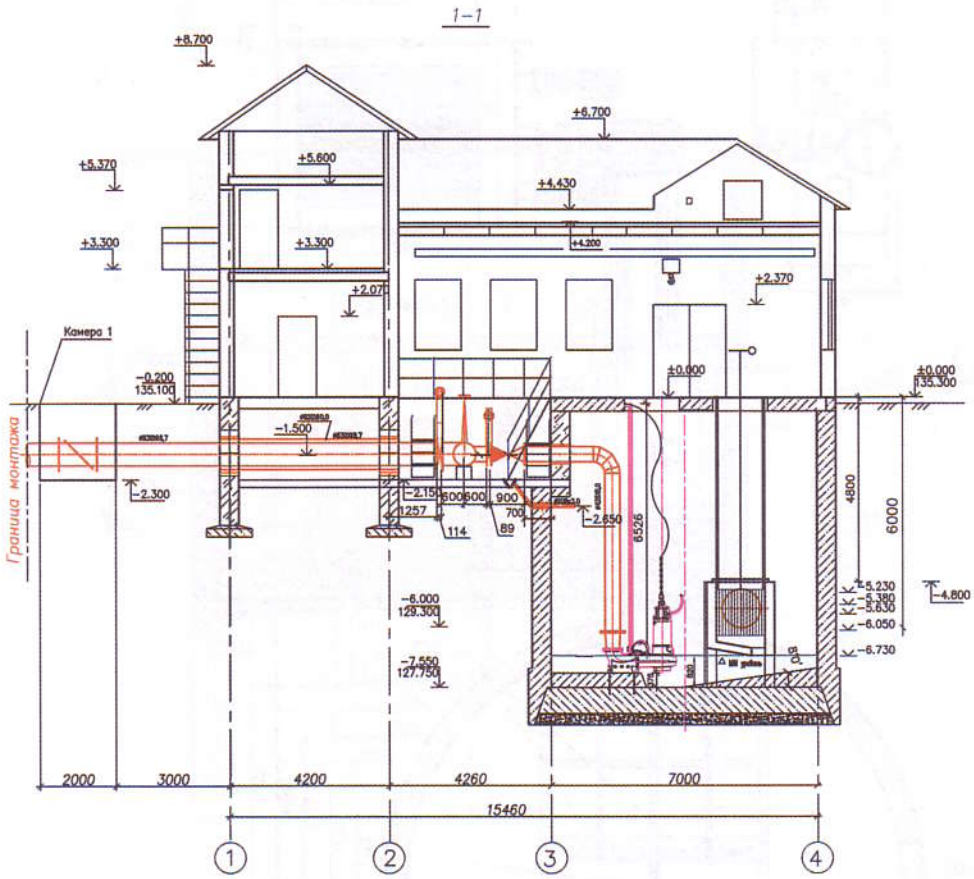


Рис. 5.49. КНС-1 производительностью 50000 м^3/сут. г. Брест. Проект Брестkоммунпроекта

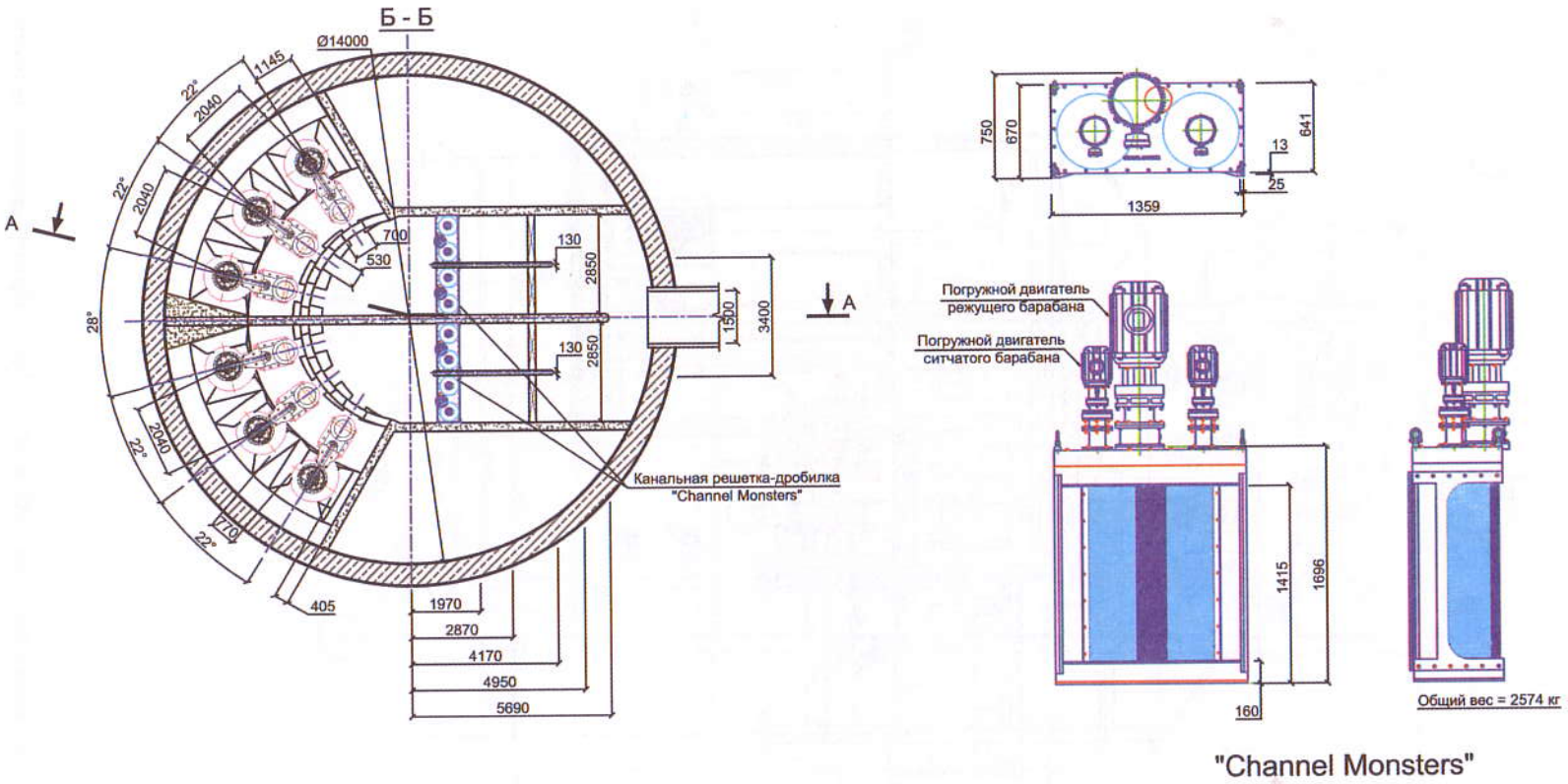


Рис. 5.50. План КНС диаметром 14 м с решетками-дробилками. Проект группы ЛЭП/ВИВ

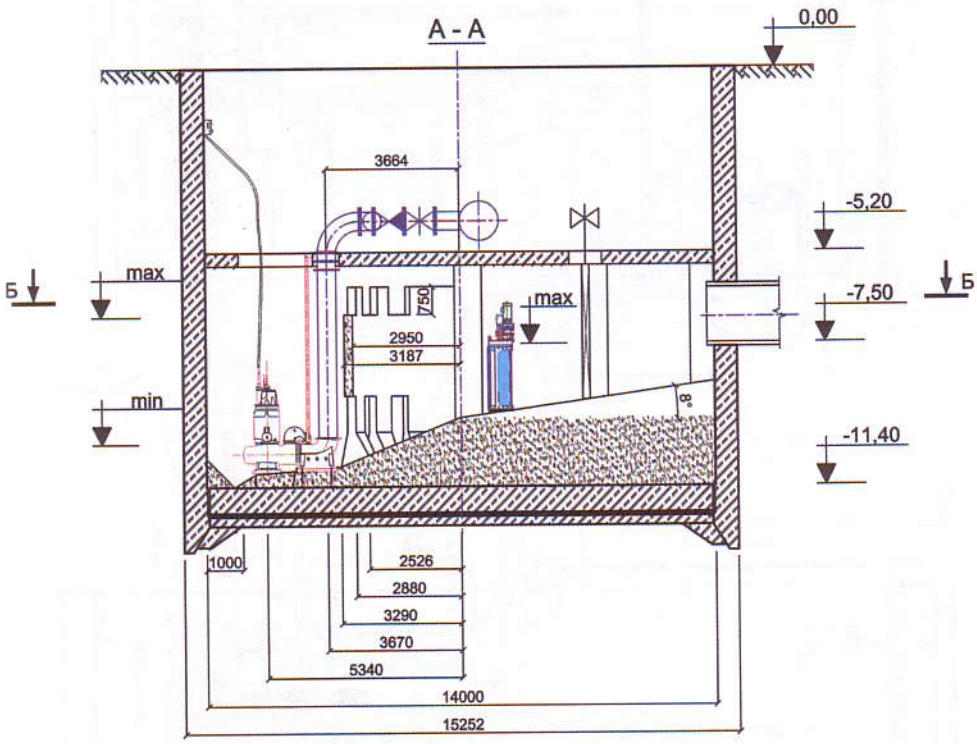


Рис. 5.51. КНС диаметром 14 м. Проект группы ЛЭП/ВИВ

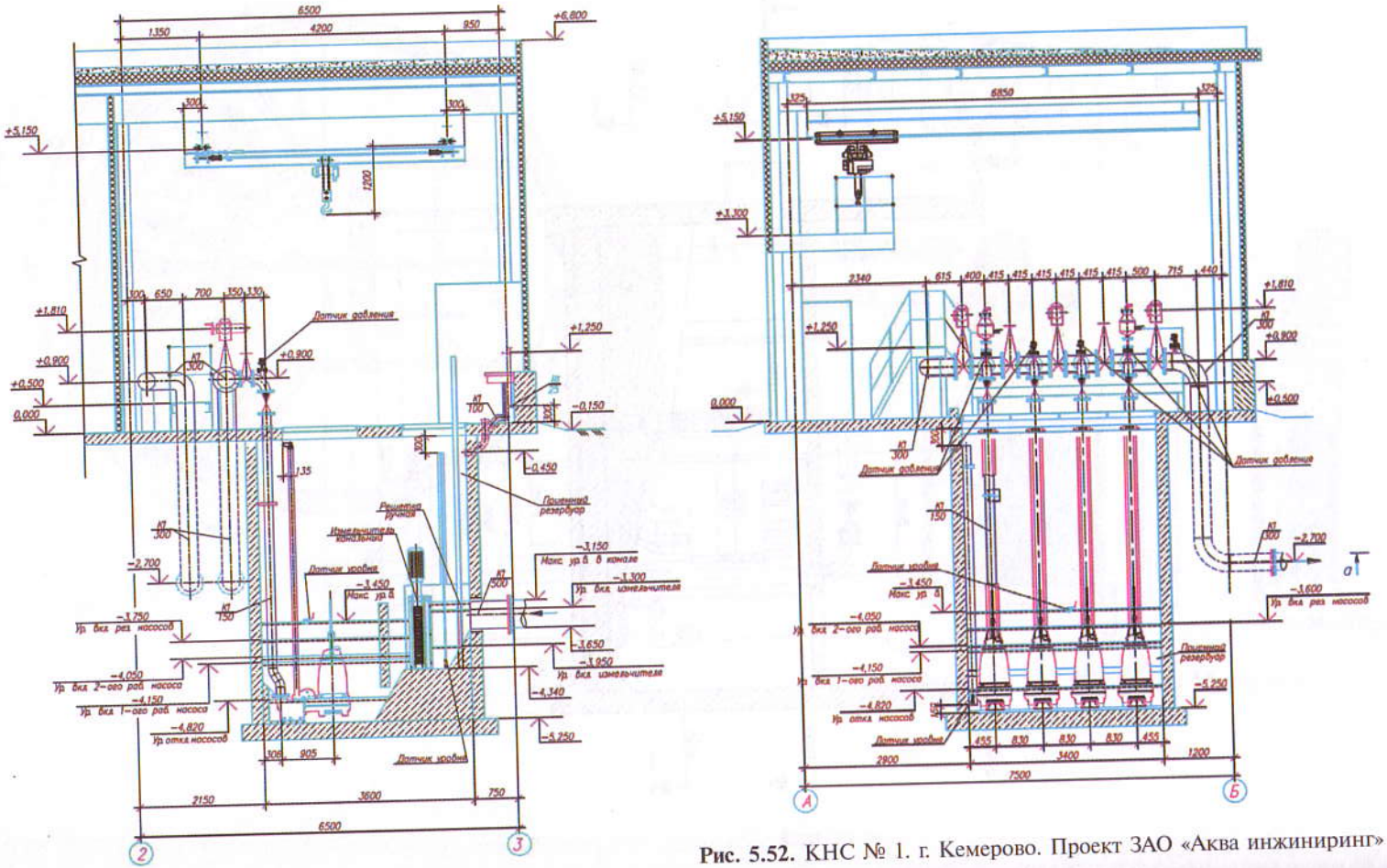


Рис. 5.52. КНС № 1. г. Кемерово. Проект ЗАО «Аква инжиниринг»

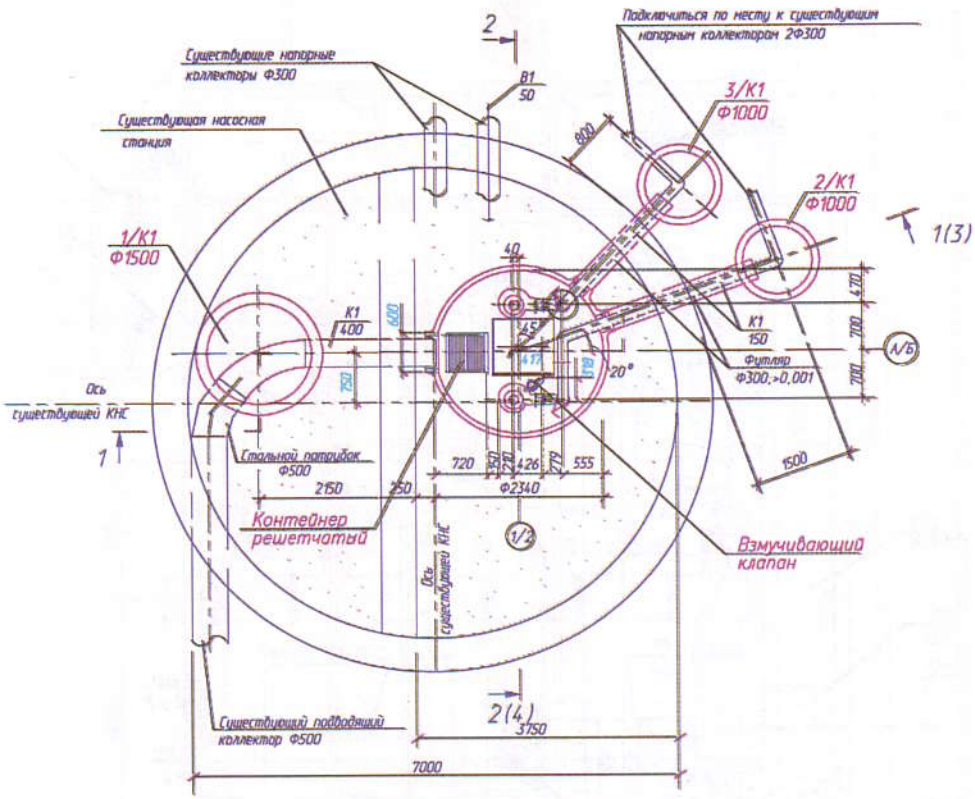


Рис. 5.53. Реконструкция КНС в Кемеровской области. Проект ЗАО «Аква инжиниринг»

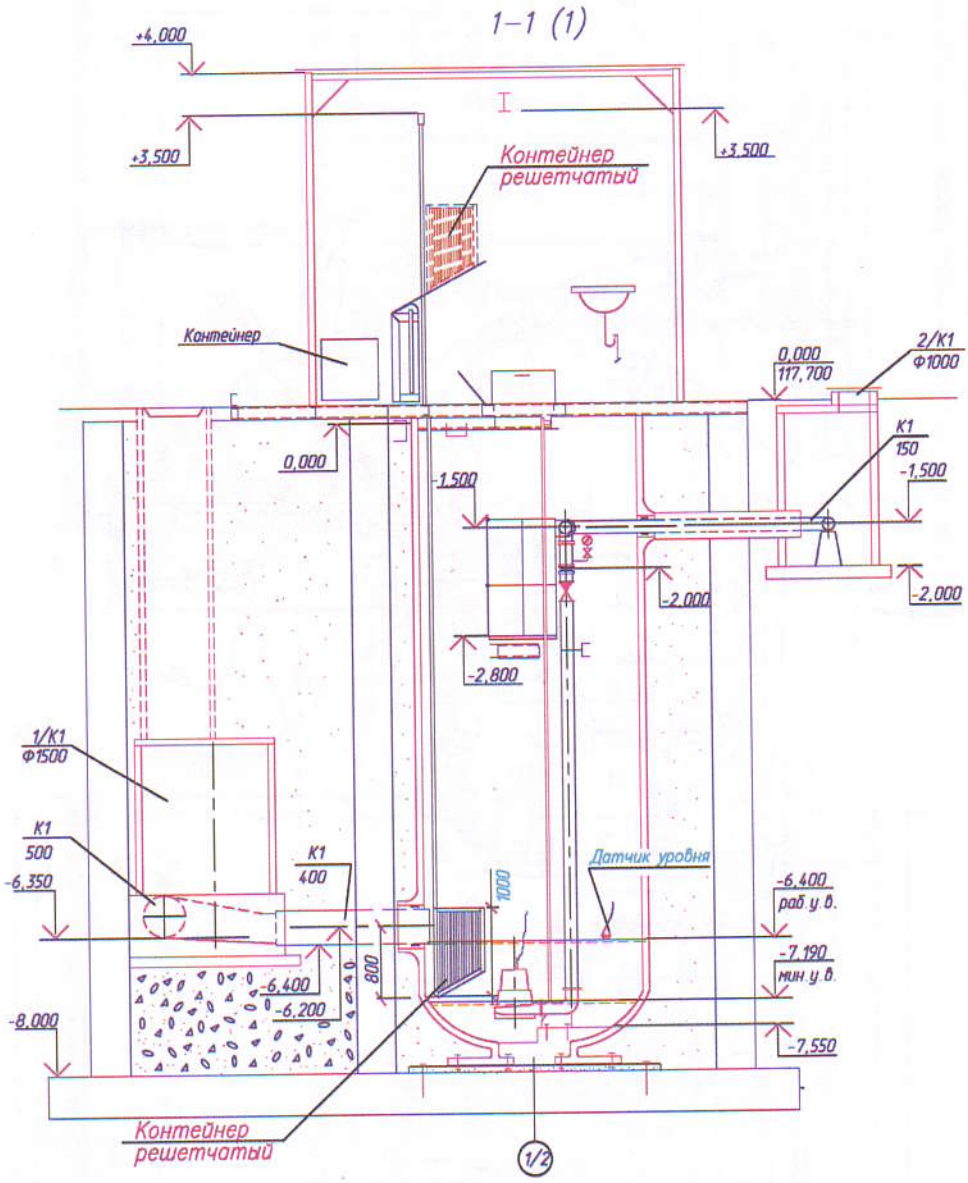


Рис. 5.54. Реконструкция КНС в Кемеровской области. Разрез. Проект ЗАО «Аква инжиниринг»

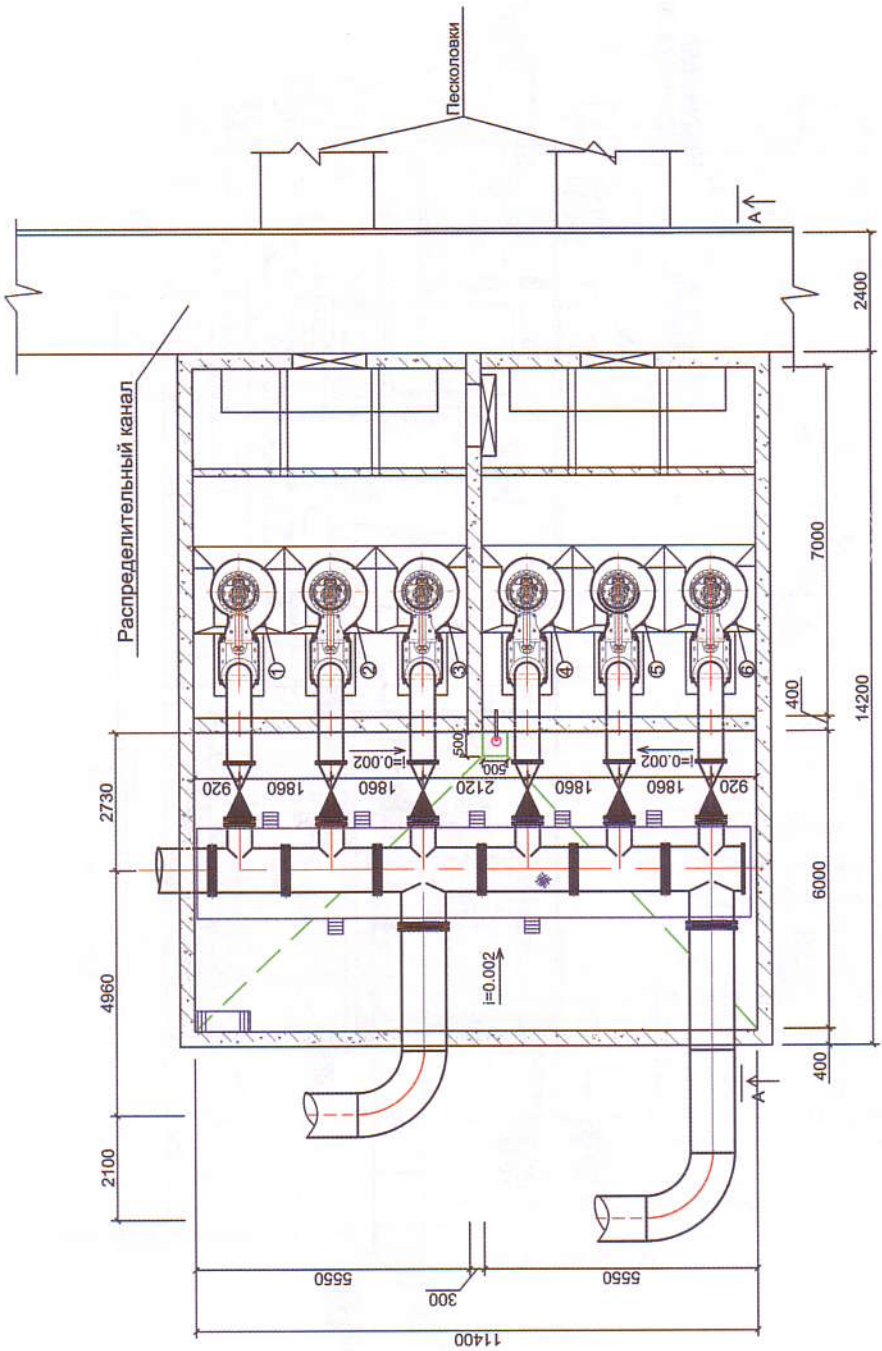


Рис. 5.55. Реконструкция насосной станции очистных сооружений. Проект МВКНИИпроекта и ЛЭП. План подземной части

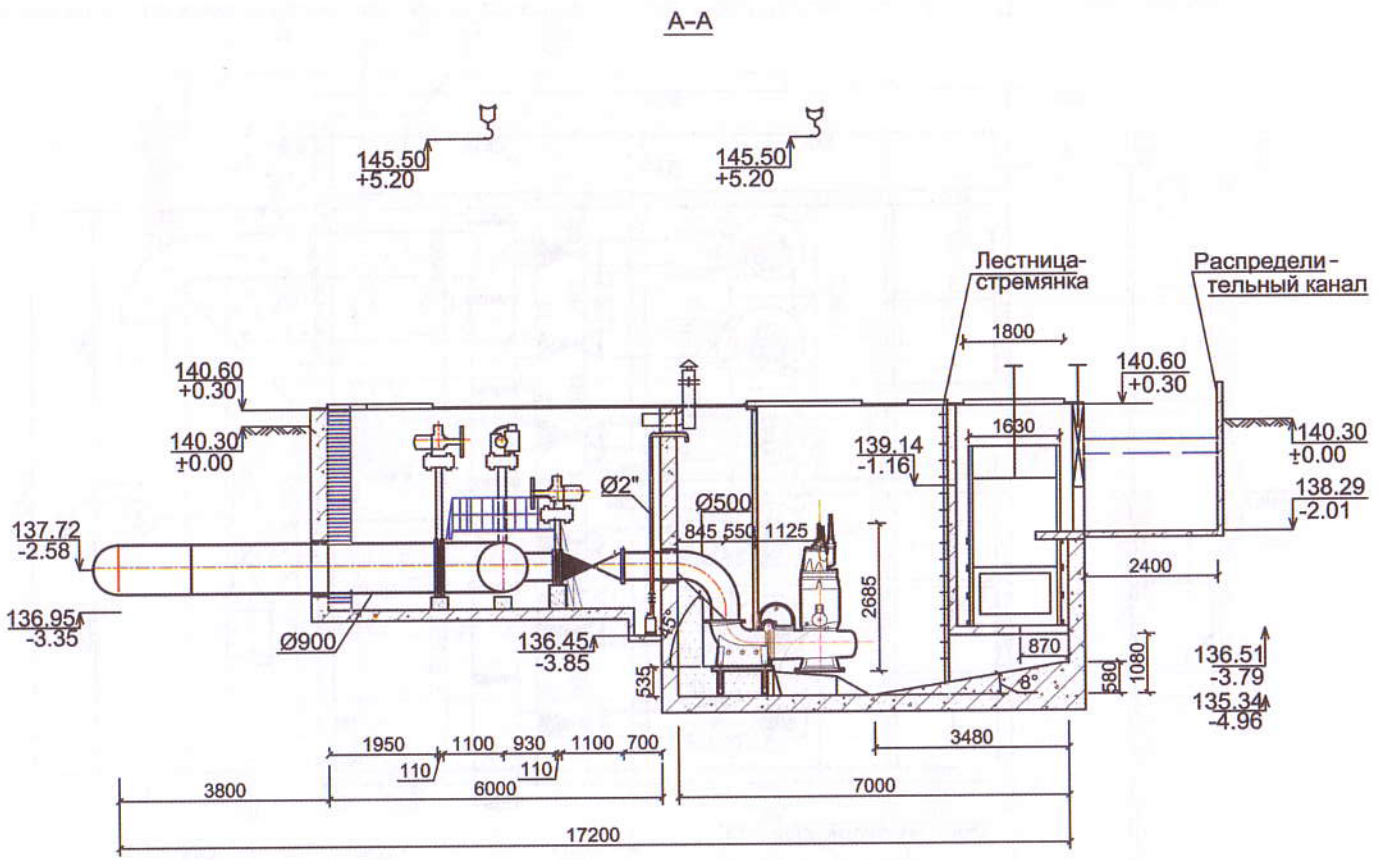


Рис. 5.56. Реконструкция насосной станции очистных сооружений. Проект МВКНИИпроекта и ЛЭП

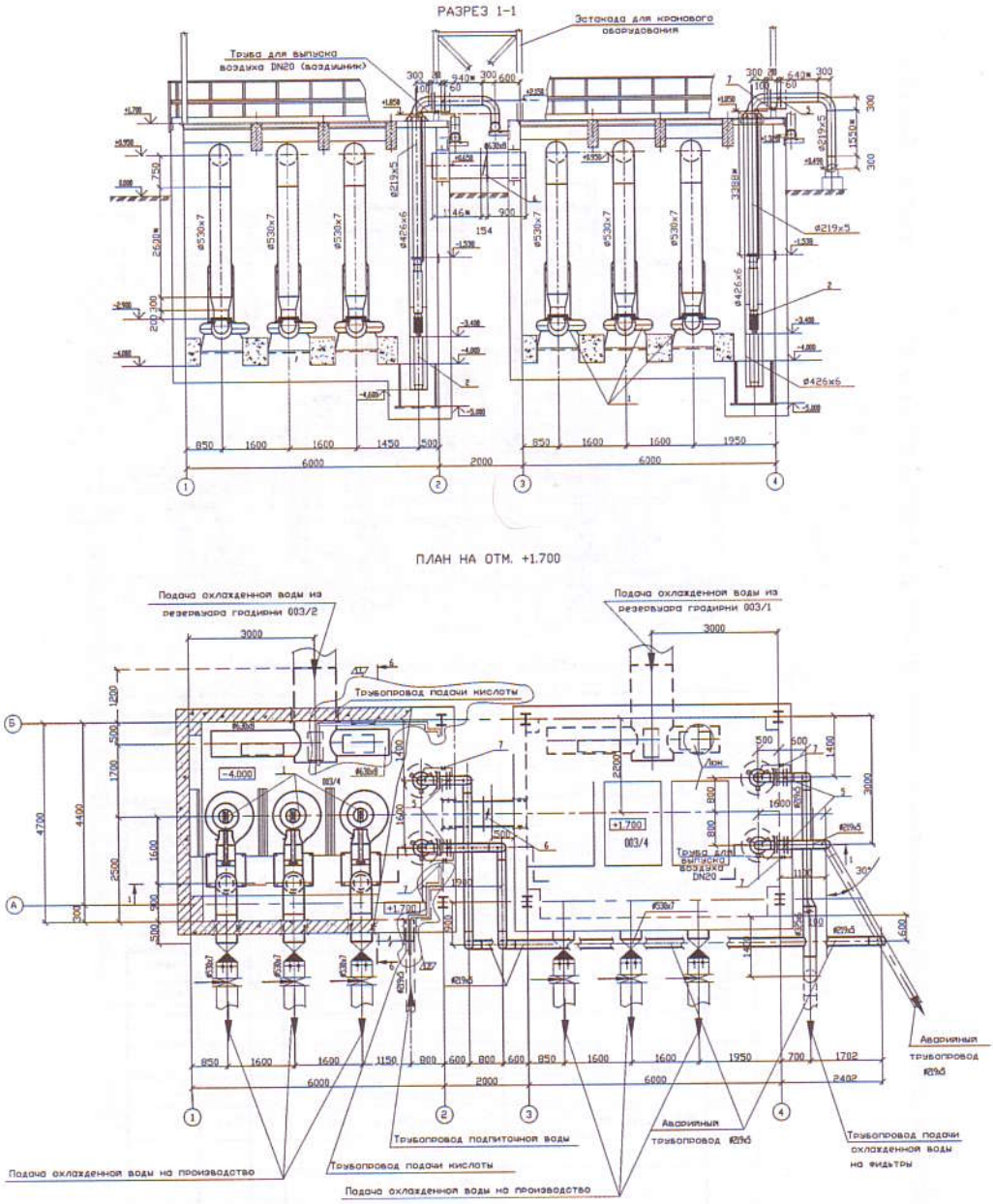
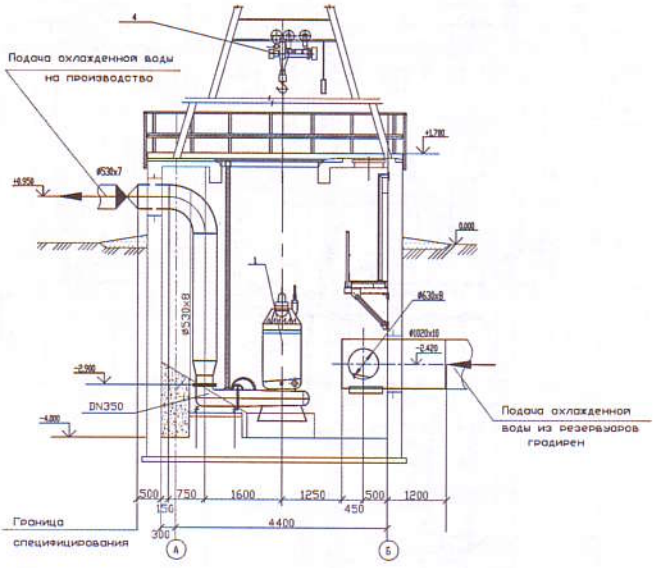


Рис. 5.57. Система оборотного водоснабжения ОАО «Казаньоргсинтез». Проект ООО «НПФ ЭИТЭК»

РАЗРЕЗ 6-6



Спецификация основного оборудования

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса ед.,кг	Приме-чание
1	2	3	4	5	6
1	FLVGT CP 3351/905	Насос Q=1928 м³/час, H=40м,			
	66-46-6AA	с электродвигателем N=290 кВт	6	4700	4рабочих+ 2резервных
2	RITZ 6619/2+M8/65/2	Насос двухступенчатый			
	М8-стандарт	Q=320 м3/час; H=45м; с	5	300,0	в т. ч. 1 на складе
		электродвигателем N=65 кВт			
3	ГНОМ 53-10Т	Насос Q=53 м3/час;	1	54	на складе для откачки
		H=10м. N=4 кВт.			качер.
4		Таль электрическая	1		
		канатная г/п 10 т, длина			
		длина путей 18м, высотой			
		подъема крюка тали 9м.			
5	АМД 415.3323-АК	Затвор дисковый с	4	18,4	
		электроприводом			
		DN=200, Ру=6кгс/см2			
6	BF 600G	Затвор поворотный дисковый	1	262,8	
		мехфланцевый серии BF			
		DN=600, Ру=10кгс/см2.			
7	G1a R910	Кран шаровой муфтовый	4		
		DN=20, Ру=6кгс/см2.			

Рис. 5.57. *Продолжение*

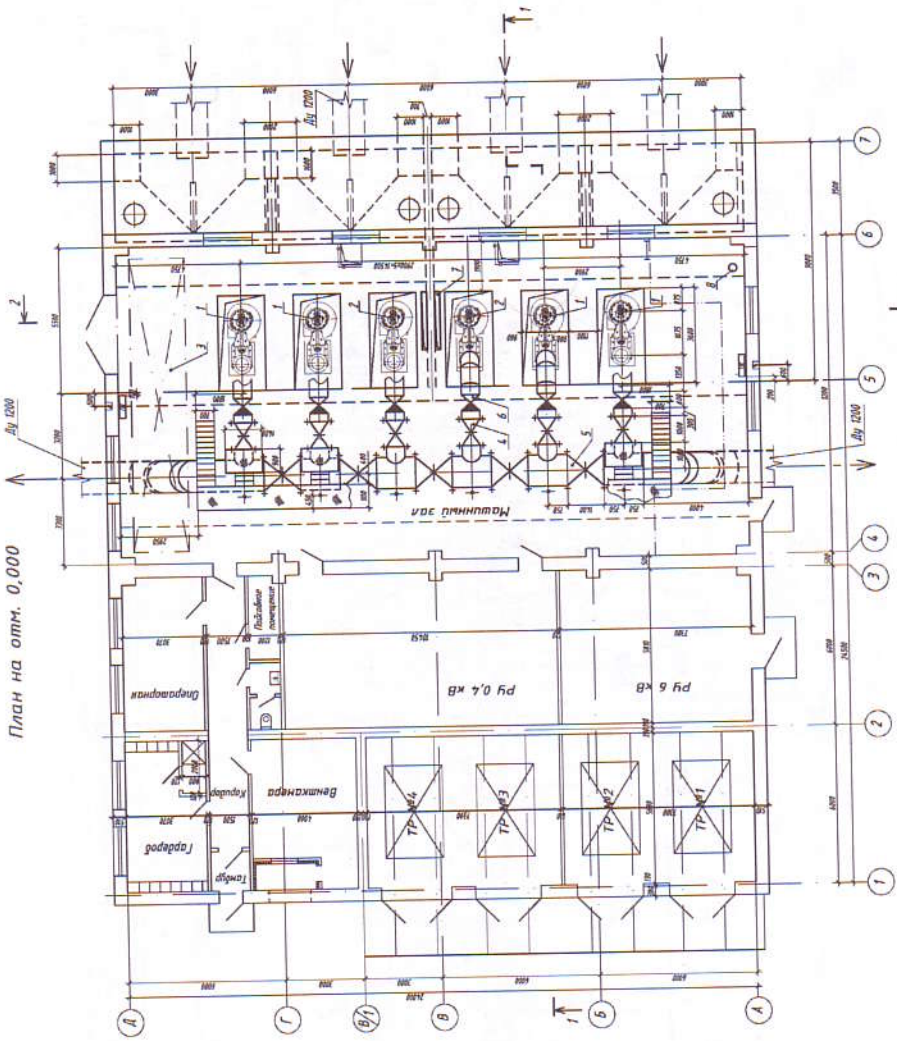


Рис. 5.58. Система перекачки стоков с очистных сооружений Астаны. Проект ТОО «ДАР/ВОДГЕО-А», ТОО «АстанаГидроСтрой»

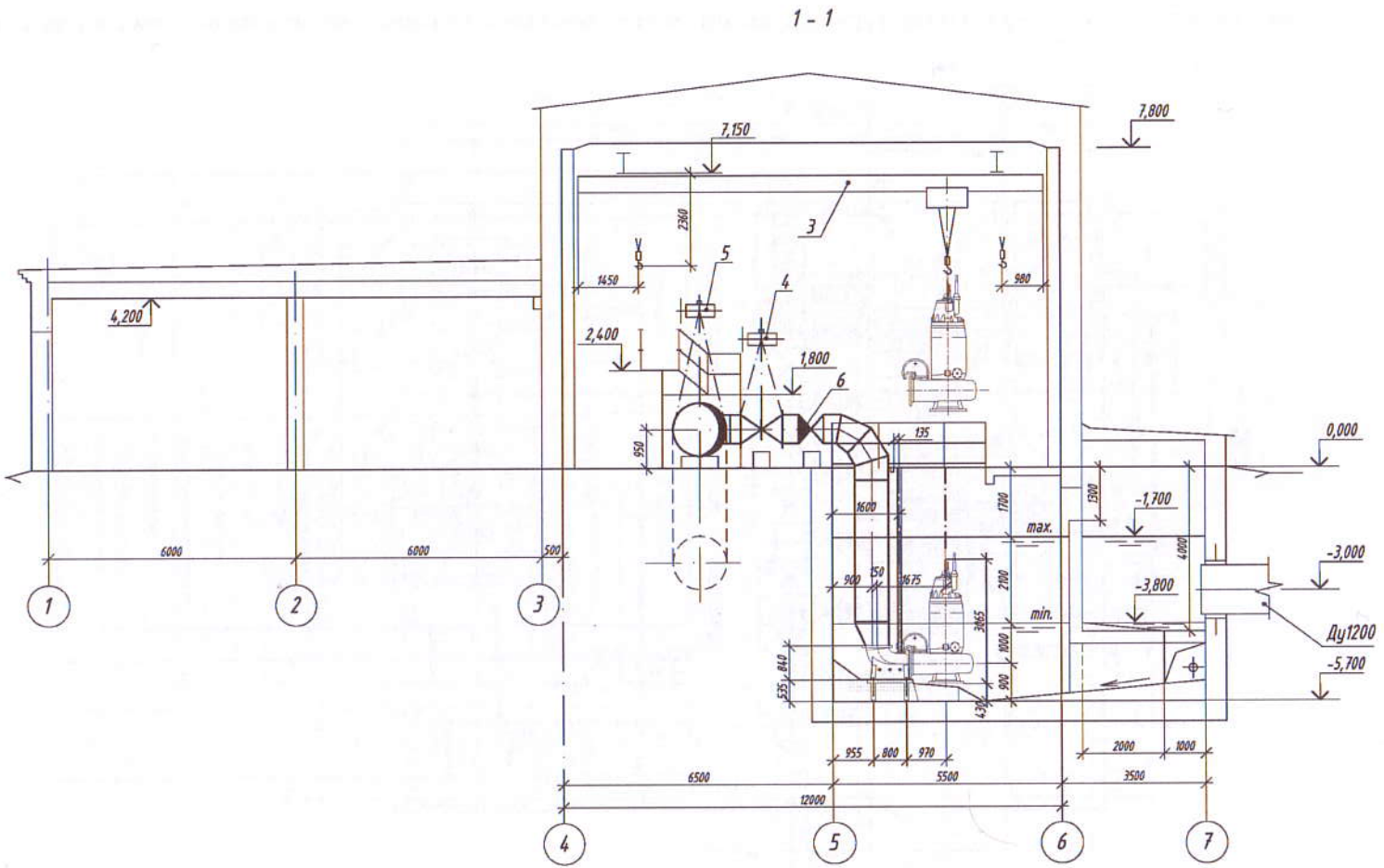

1 - 1
7,800
7,150
4,200
2,400
1,800
0,000
-1,700
-3,000
-3,800
-5,700
Ду1200
max.
min.
6000
6000
500
1
2
3
4
5
6
7

Рис. 5.58-1

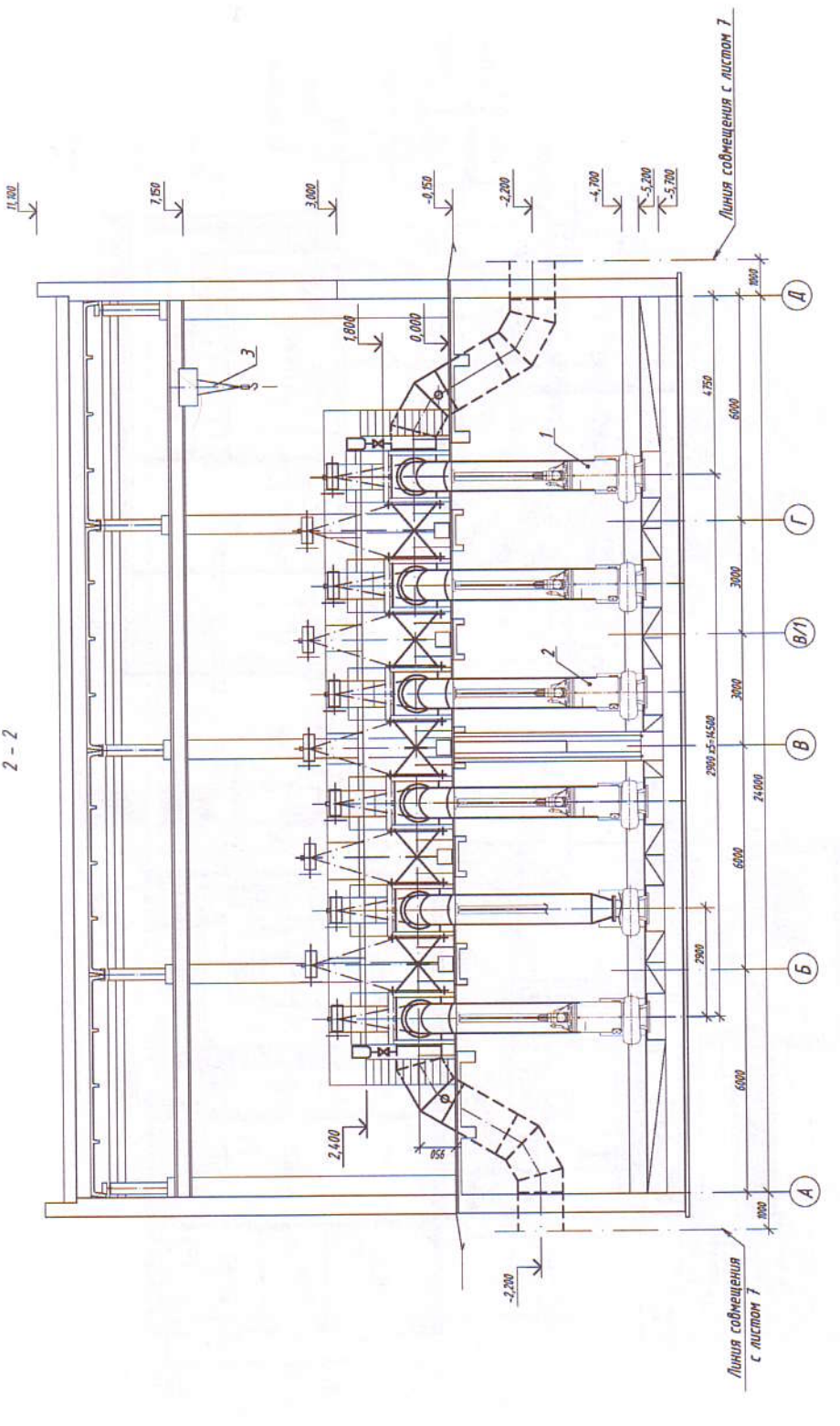

2 - 2
11,400
7,150
3,600
-0,150
-2,200
-4,700
-5,200
-5,700
Линия совмещения с листом 7
1,800
0,000
2,400
-2,200
Линия совмещения с листом 7
А
Б
В
В/1
Г
Д
1
2
3
24000
6000
3000
2900
1000

Рис. 5.58-2

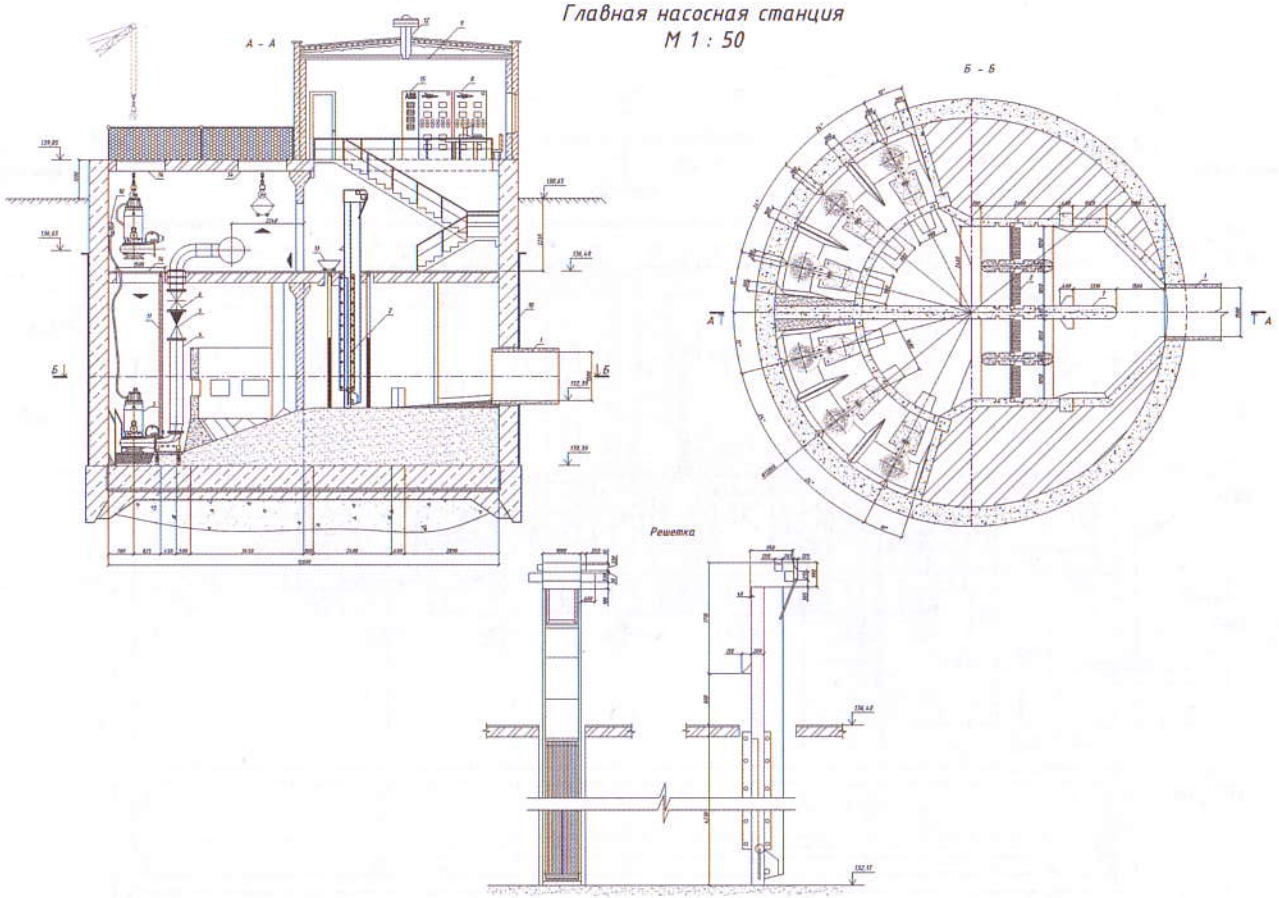
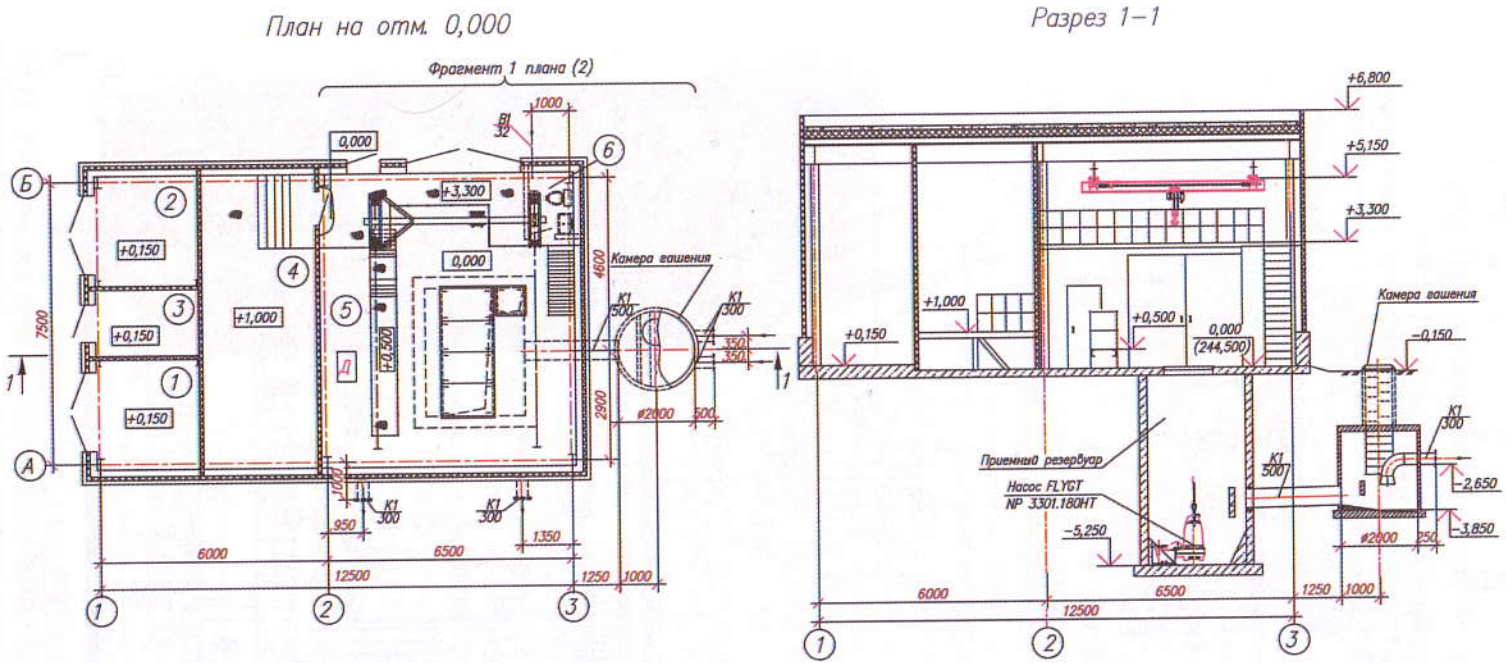


Рис. 5.59. Насосная станция с шестью агрегатами мокрой установки и решетками. Проект МИКХиС/ЛЭП



Экспликация помещений

NN пом.	Наименование	Примечание
1	Трансформатор N1	
2	Трансформатор N2	
3	Распределительное устройство 10кВ	
4	Электропомещение	
5	Машинный зал	
6	Санузел	

Рис. 5.60. Насосная станция г. Кемерово. Проект ЗАО «Аква Инжиниринг»

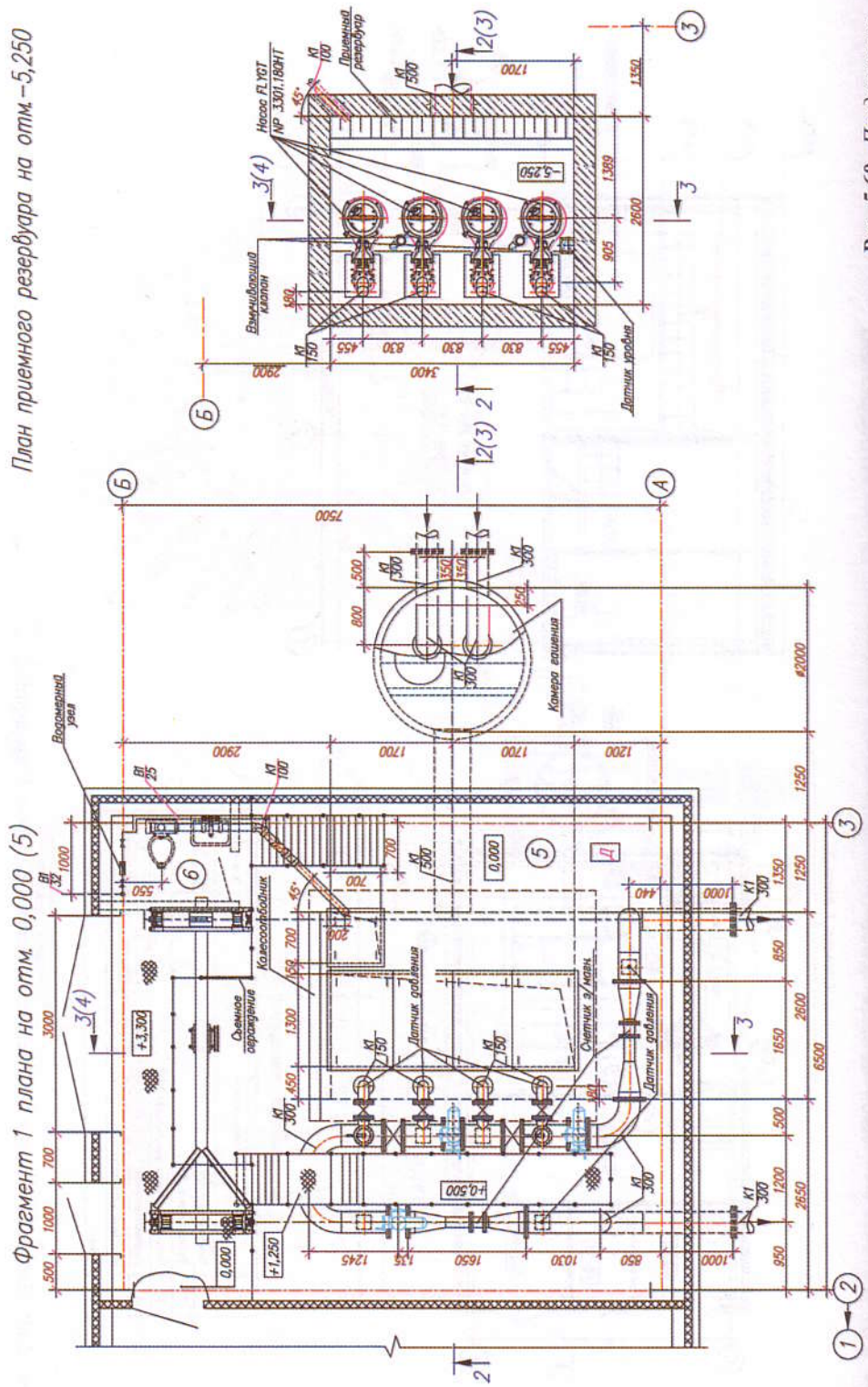


Рис. 5.60. *Продолжение*

5.4. Малые насосные станции с насосами погружной установки и оптимизация их форм и размеров

В любом населенном пункте малых насосных станций значительно значительно больше, чем крупных. Для стандартизации проектных решений по малым насосным и для увеличения сбыта своей продукции многие фирмы, производящие насосы, разрабатывают и поставляют комплектные станции заводской сборки (рис. 5.61). Французский филиал ITT Flygt, например, реализует более 8000 таких станций в год. В России наиболее активным поставщиком комплектных насосных станций является компания Grundfos.

Материалами для корпусов данных станций служат армированный стекловолокном пластик, бетон, полимер-бетон, защищенная или стойкая к коррозии сталь. Наибольшим спросом пользуются корпуса из стеклопластика (рис. 5.62, 5.63). Фирма «Эколайн», например, изготавливает корпуса диаметром до 3 метров (рис. 5.64). ОАО «ЛЭП» и ЗАО «ВИВ» разрабатывают и изготавливают в Подмосковье насосные станции из железобетона (рис. 5.65). Они характеризуются меньшей стоимостью, чем станции выполненные из других материалов. Комплектными бывают и высокопроизводительные насосные станции. Заказывают их, в основном, тогда, когда требуется оперативный монтаж или строительная площадка ограничена, или уровень грунтовых вод высокий. В таких условиях даже 2—3 параллельно смонтированные комплектные станции (рис. 5.64, 5.66) выгоднее железобетонных, построенных методами опускного колодца или «стена в грунте». Станции заводского изготовления чаще всего востребованы в системе канализации. Принципы конструирования комплектных канализационных станций учитывают большее количество факторов по сравнению с водопроводными. Поэтому они представляют больший интерес в изучении особенностей их исполнения.

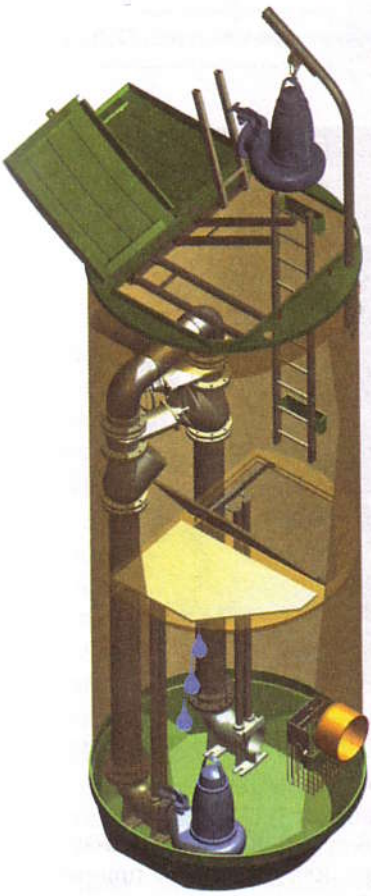


Рис. 5.61. Конструкция комплектной насосной станции

Приток сточной жидкости в канализационную насосную станцию, особенно, если она малая, – величина непостоянная как по направлению так и по объему. Насосная станция, действуя непостоянно, значительную часть времени функционирует как отстойник.

Осадок с удельным весом более 1 осаждается на днище и накапливается в застойных зонах резервуара. Он способствует появлению неприятного запаха и является источником опасных газов. Осадок может попасть в насос только в том случае, если окажется в зоне всасывающего патрубка насоса, где ускоренный поток жидкости подхватывает осадок.



Рис. 5.62. Комплектная насосная станция из стеклопластика производства ООО «Фертил», Санкт-Петербург



Рис. 5.63. Изготовление насосной станции из стеклопластика на ООО «Эколайн», г. Тольятти

Основная задача резервуаров насосных станций — это обеспечение наилучшей рабочей среды для насосов, а также усреднение поступающей в приемный резервуар сточной жидкости. Резервуар должен быть сконструирован таким образом, чтобы наравне с жидкостью удалялись и осадок, и плавающие вещества. Отсутствие знаний о работе насоса и гидравлических режимах движения

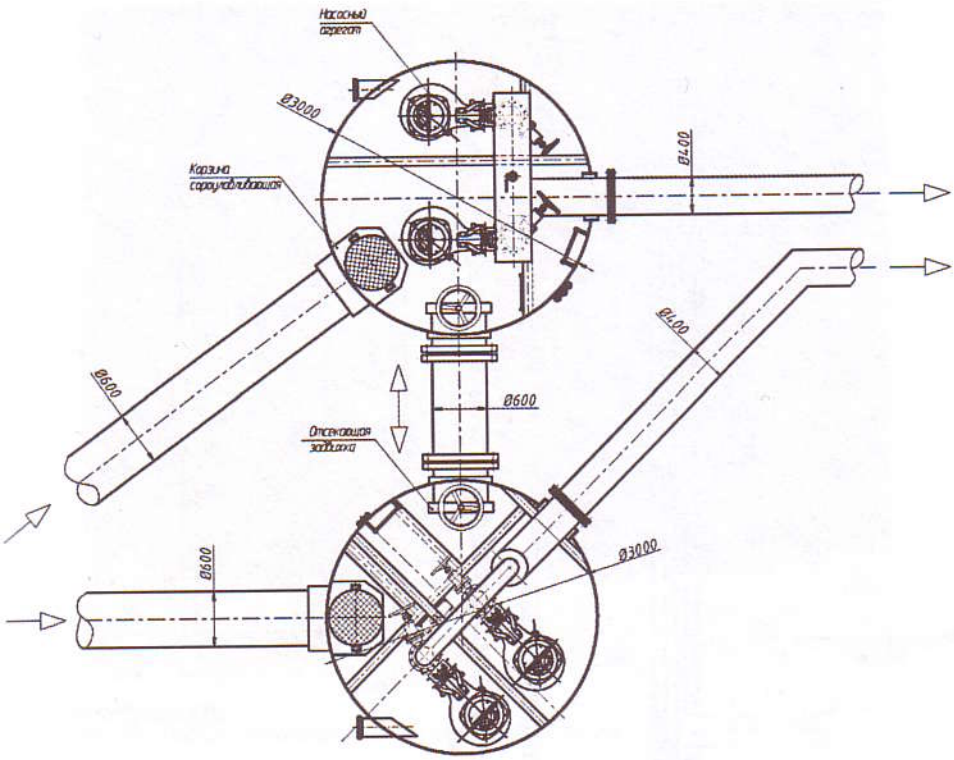


Рис. 5.64. Пара стеклопластиковых насосных станций диаметром 3 м производства ООО «Эколайн»

сточной жидкости в резервуарах часто приводит к завышению его строительного объема. А чем крупнее резервуар, тем больше вероятность того, что он превратится по сути в сборник для осадка. Это приводит к необходимости периодической очистки резервуара и повышению общих эксплуатационных затрат.

Плавающие взвешенные вещества (удельный вес < 1) также представляют собой проблему, поскольку плавают на поверхности сточной жидкости в насосно-приемной камере, не вовлекаясь в насос. Смесь жиров, волокон и других плавающих веществ слипается, образует корку, которая затрудняет работу датчиков уровня и может ухудшить работу насосов при распадании на крупные части. Плавающая взвесь способна удаляться, когда оказывается в зоне влияния всасывающего патрубка насоса, что достигается при понижении уровня жидкости в резервуаре ниже обычного.

Для определения оптимальной формы резервуара насосной станции, ее пропорций, гидравлических и энергетических ограничений были проведены исследования [44]. В их ходе удалось установить следующее.

- Возрастание частоты дискретных включений/ выключений малых погружных насосов (эксперименты проводились на насосах Flygt с подачей до 100 м^3/ч) с 15 до 30 и даже 60 пусков в час повышало температуру статора незначительно и сохраняло ее в пределах 80 °С. Это, при классе изоляции F (155°С) и тем более при Н (180°С), неопасно для двигателя. Механических

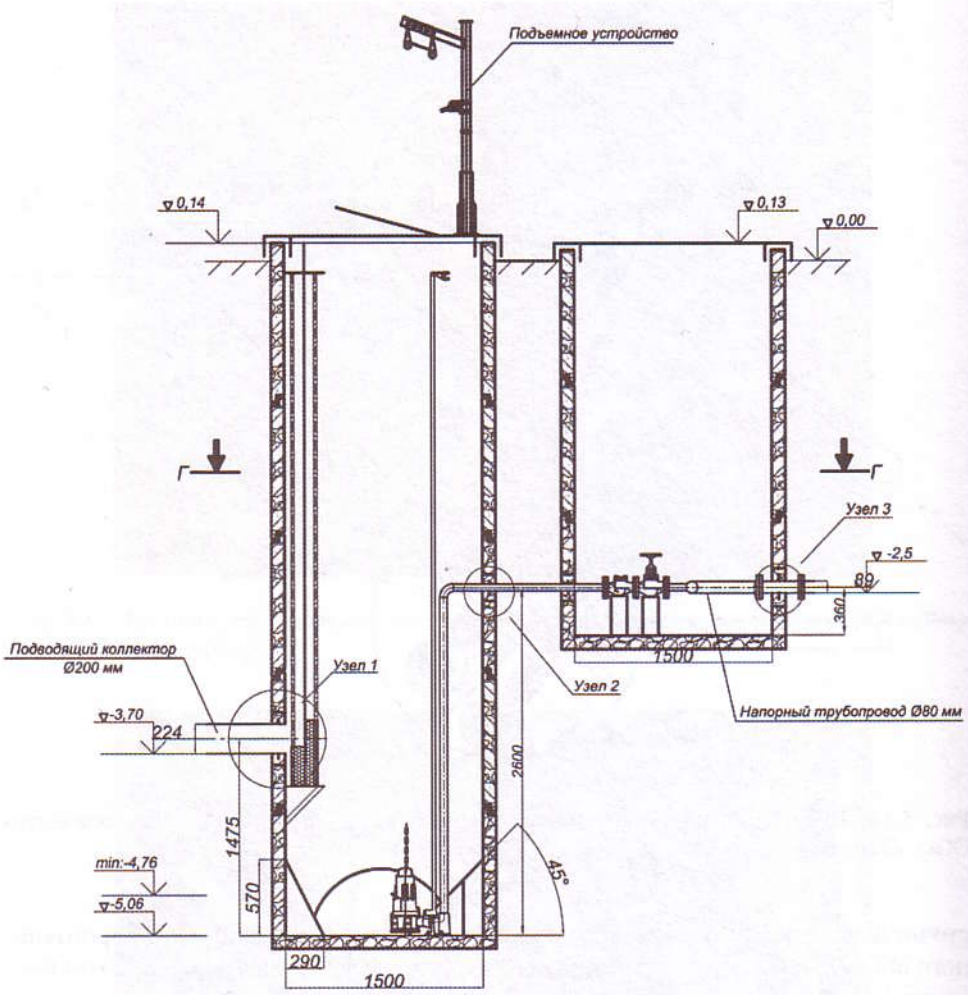


Рис. 5.65. Комплектная насосная станция из железобетона ЛЭП/ВИВ

повреждений в узле вал–рабочее колесо при форсированных испытаниях (12 насосов подверглись суммарно 180000 пускам) также не выявлено.

- Уменьшение расстояний между парой установленных насосов и стенками насосно-приемного резервуара (вплоть до соприкасания улиток) не оказывает влияния на работу и КПД агрегатов.
- Уменьшение зазора между днищем приемного резервуара и входным отверстием (всасом) насоса вплоть до расстояния, соответствующего 12 % размера диаметра всаса, не ухудшало параметров и КПД насоса.

В результате были сформулированы основные принципы проектирования насосно-приемных резервуаров нового типа.

- Горизонтальная часть днища резервуара должна быть минимальных размеров и располагаться непосредственно под входным отверстием насоса.
- Сопряжение вертикальных стенок с днищем внутри резервуара должно выполняться через поверхность, угол наклона которой к горизонтали при-



Рис. 5.66. Монтаж стеклопластиковых насосных станций «Эколайн»

нимается не менее 60° для шероховатых (бетонных) и не менее 45° для гладких (полимерных) поверхностей.

- Расстояние от горизонтальной части днища резервуара до входного отверстия насоса (насосов) должно быть не более 1/2 диаметра входного отверстия.

Фирма ITT Flygt, основываясь на данных принципах, разработала насосно-приемный резервуар, названный TOP (рис. 5.67), и провела сравнительные испытания его с традиционным резервуаром, имеющим овальное днище [45].

Резервуары были соединены между собой и заполнены одинаковым количеством воды (по 800 л) и взвешенных веществ (по 44 кг песка и по 5 кг деревянных опилок). Жидкость перекачивали из одного колодца в другой 40 раз или по 10 раз каждым насосом. В результате 94 кг взвешенных веществ осело на дне колодца традиционной конструкции и лишь 4 кг на дне резервуара типа TOP (рис. 5.68).

Насосно-приемные резервуары TOP отлично зарекомендовали себя и в реальных условиях работы (рис. 5.69).

Монтаж стеклопластиковой станции весьма прост. Стеклопластиковый корпус насосной станции «Эколайн» показан на рис. 5.70.

В настоящее время комплектные насосные станции типа TOP изготавливаются диаметром 0,8, 1,0, 1,2, 1,4, 1,8 м.

Конструкция TOP получила свое развитие и на нескольких более крупных железобетонных круглых и прямоугольных в плане насосных станциях производительностью до 700 л/с (рис. 5.71). Размеры таких станций стандартизо-

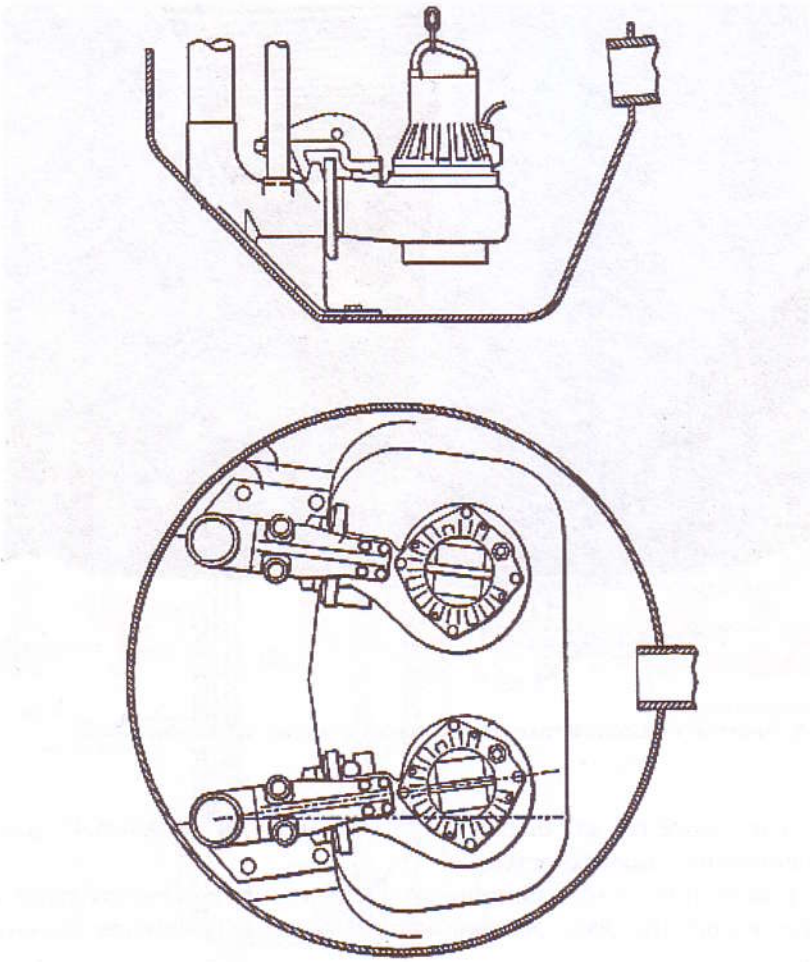
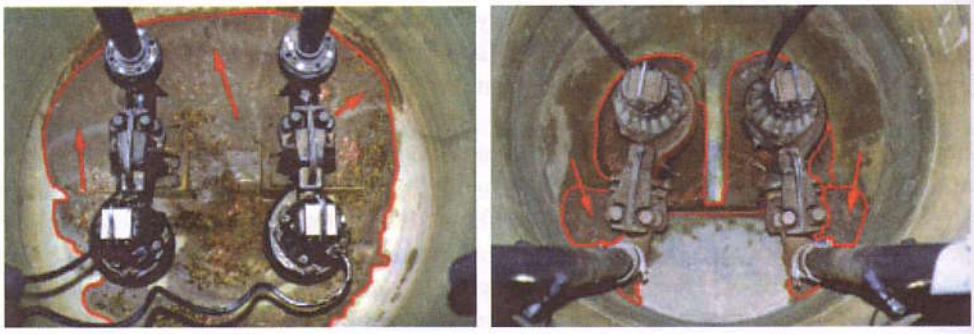


Рис. 5.67. Насосная станция ТОР



а *б*

Рис. 5.68. Сравнительный тест перекачки из резервуара в резервуар. Отложения в резервуарах традиционной конструкции (*а*) и ТОР (*б*) после 40 циклов перекачки. Общая масса взвешенных веществ в резервуаре стандартной конструкции составляла 94 кг, а в ТОР – 4 кг. Стрелки показывают толщину слоя отложений

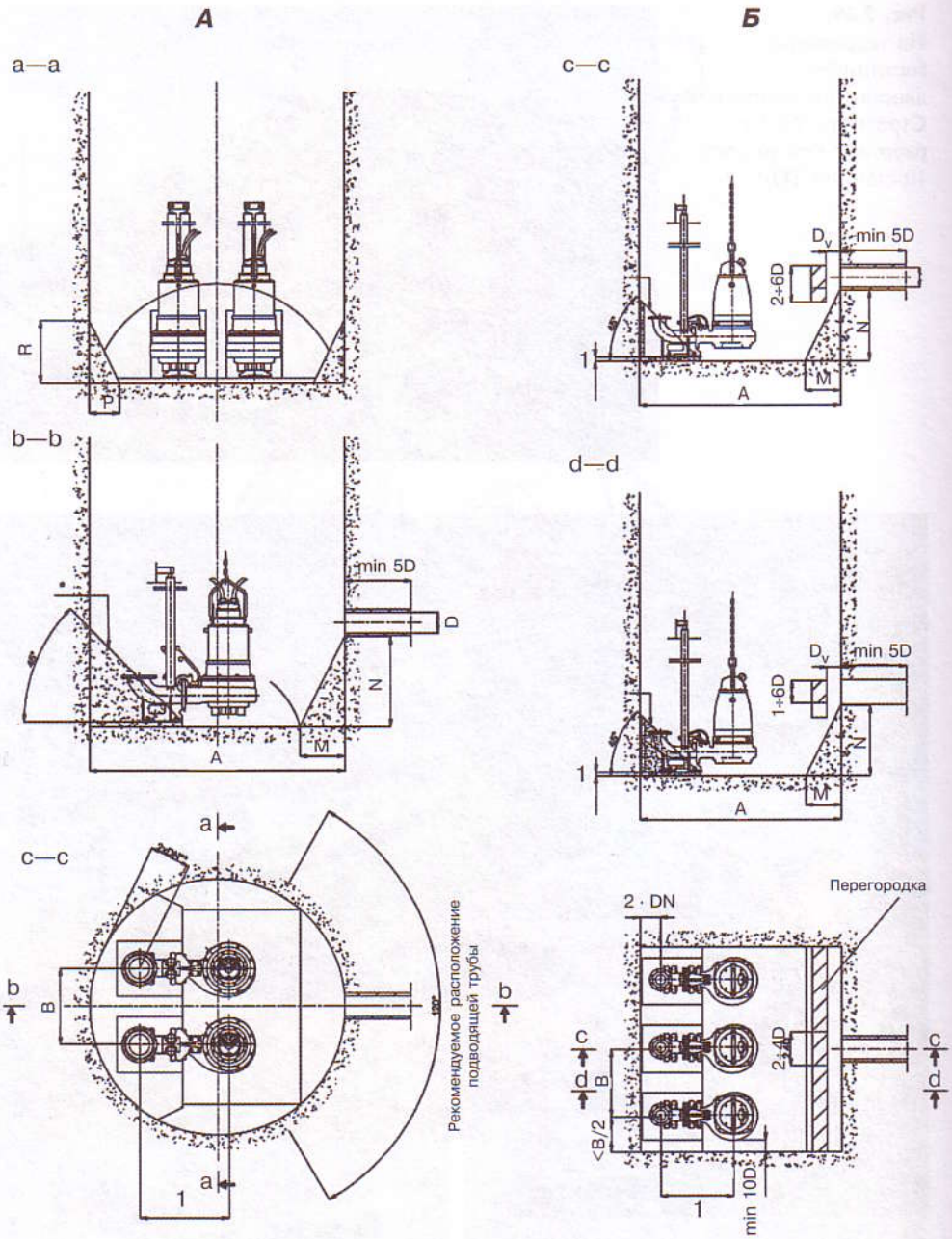


Рис. 5.69. На территории гостинично-дворцового комплекса Стрельна с 2002 г. работают без поломок 10 станций ТОР





Рис. 5.70. Монтаж стеклопластиковой станции весьма прост. Стеклопластиковый корпус насосной станции «Эколайн» (*внизу*)



Расстояние от стенки со стороны ввода до перегородки

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{tot}}{1{,}8 \cdot \pi}}$$, где Q_{tot} – общая подача станции

DN — диаметр напорного патрубка

Рис. 5.71. Стандартный конструктив ТОР для нескольких станций из железобетона: ***А*** — круглые; ***Б*** — прямоугольные; 1 — величина выбирается согласно размеру насоса

Таблица 5.1. **Размеры насосных станций типа ТОР, в зависимости от производительности**

A, мм	M, мм	N, мм	P, мм	R, мм	Производительность станции		DN, мм	B, мм
					прямоугольная на 3 насоса, 1 резервуар	круглая на 2 насоса, 1 резервуар		
2000	350	700	240	480	201	157	100	670
					204	157	100, 150	680
					192	157	80, 100	640
					183	157	100	610
2500	440	880	300	600	255	245	200	680
					270	245	100	720
					281	245	150, 200	750
					289	245	150	770
					330	245	150	880
					319	245	200	850
					311	245	150	830
3000	520	1040	360	720	437	353	250, 300	970
					410	353	250	910
					500	353	205, 300	1110
					392	353	200	870
					455	353	200	1010
					518	353	200	1150
					531	353	300	1180
3500	620	1230	420	840	646	481	300, 350	1230
					688	481	300	1310
					704	481	350	1340

ваны [46], в зависимости от производительности и приведены в табл. 5.1. Использование стандартных конструкций и данных табл. 5.1 значительно упрощает проектирование станций производительностью до 700 л/с.

❐ ВЫВОД

Мировая наука накопила достаточно знаний и опыта для правильного проектирования насосных станций, оснащенных центробежными погружными насосами мокрой установки разной производительности. При этом в проектировании можно использовать различные инструменты – и диаграммы, и таблицы, и компьютерные программы. Нестандартные решения и проекты для особо крупных или многонасосных (с количеством агрегатов более четырех) станций рекомендуется проверять испытаниями на моделях.

6. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ С ПОГРУЖНЫМИ ОСЕВЫМИ НАСОСАМИ

6

Моноблок осевого насоса с электродвигателем погружного типа требует минимальных капитальных затрат на строительство насосной станции ввиду ее простоты. При их проектировании, однако, необходимо учитывать ряд особенностей, которые обусловлены высокой производительностью данных агрегатов (до 20000 $м^3/ч$).

Погружные электронасосы с осевым (пропеллерным) или диагональным рабочими колесами обычно устанавливаются в вертикальной напорной колонне на выступ (фланец), закрепленный снизу. Жесткого соединения (анкеровки) не требуется, поскольку вес насоса достаточен, чтобы удержать его на месте. Установка специальных фиксаторов предотвращает вращение насосов в реактивном направлении и одновременно усиливает опорный фланец. При такой конструкции возможен самый простой вариант установки насоса – опусканием в нагнетательную колонну с помощью лебедки или крана. Колонны могут выполняться из бетона (рис. 6.1) либо из металла (рис. 6.2), а по типу функционирования быть со свободным либо подтопленным изливом. В последнем случае необходим обратный клапан (рис. 6.2), а иногда и задвижка.

Альтернативой вертикальной может быть наклонная напорная колонна. Монтаж насоса при этом производится по продольным полозьям (рельсам), закрепленным внутри колонны (рис. 6.3).

Надежная и эффективная работа насоса зависит прежде всего от конструкции приемного резервуара.

Для насоса с осевым или диагональным рабочим колесом идеальным является условие, если поступающий поток будет равномерным, с установившимся течением, без завихрений, воронок, без вовлеченного воздуха.

- Нестабильный поток на входе в насос может снизить производительность насоса и вызвать импульсное изменение нагрузки на лопастях пропеллера, сопровождающееся вибрацией и шумом.
- Объемные завихрения на входе в насос могут нежелательным образом изменять напор, производительность и мощность насоса.
- Локальные завихрения приводят к нарушению сплошности потока и следовательно, к вибрации, шуму, кавитации, а также способны захватывать с поверхности в насос плавающий мусор, что может вызвать поломку насоса.

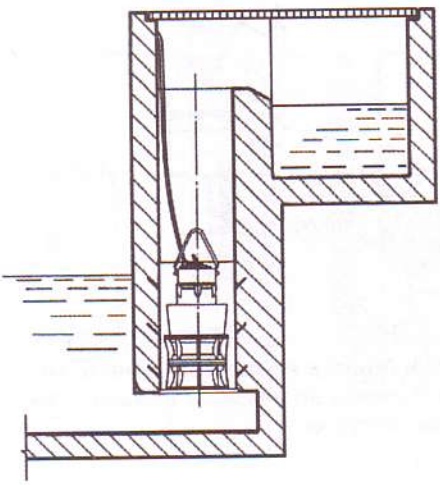


Рис. 6.1. Установка насоса в открытой колонне

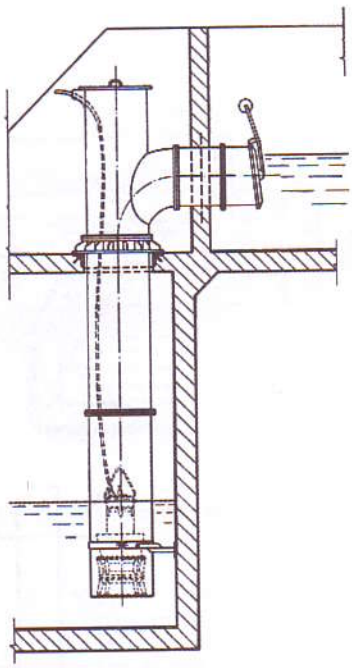


Рис. 6.2. Установка насоса в металлической колонне с крышкой и с боковым напорным патрубком оснащенным обратным клапаном

Вариант конструкции, представленный на рис. 6.4, является наиболее простым, поэтому к нему обращаются чаще всего. Однако следует иметь в виду, что в этом случае требуются повышенная глубина погружения насоса и более протяженный подводящий канал, из-за чего общая стоимость строительства такой станции может оказаться выше, чем при других конфигурациях. Кроме того, этот вариант наименее эффективен при работе с неравномерно поступающим расходом, поэтому рекомендуется только для станций с идеальными условиями впуска, например, с одним насосом или при фронтальном впуске.

На многонасосных станциях, которые характеризуются разнообразными рабочими условиями, необходимо применять потокоразделители или потокоправляющие перегородки, которые сглаживают воздействие асимметрий во входном потоке (рис. 6.5). Минимальная глубина погружения S насоса в открытом водоприемнике является функцией скорости потока, диаметра входного отверстия насоса и распределения потока при подводе к насосу. На диаграммах (рис. 6.6) представлены данные зависимости [47].

Потокоформирующая стенка перед входом в насос, выполненная из металла или бетона (рис. 6.7), позволяет за счет образования тем самым протяженного всасывающего патрубка с плавно изменяющимся сечением уменьшить величину требуемого заглубления низа агрегата до размера диаметра всасывающего отверстия D. Приведенные размеры (см. рис. 6.5, 6.7) можно найти в [48].

В некоторых случаях минимальная глубина погружения насоса, указанная на диаграммах, не удовлетворяет требованиям кавитационного запаса $\Delta h_{тр}$. При расчете этой глубины необходимо основываться на кавитационной характеристике насоса, которая указана в его технической документации.

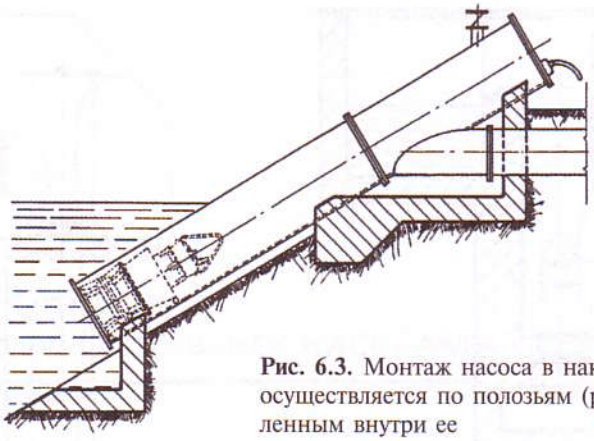


Рис. 6.3. Монтаж насоса в наклонной колонне осуществляется по полозьям (рельсам), закрепленным внутри ее

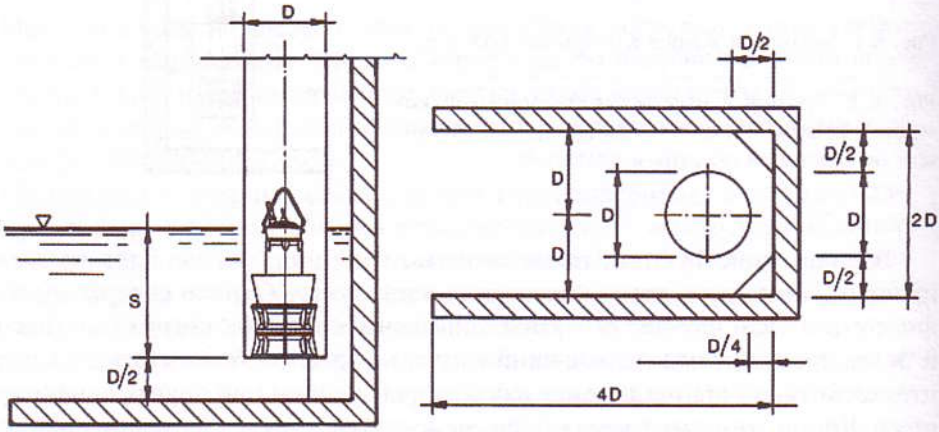


Рис. 6.4. Простейшая конструкция открытого водоприемника с привязкой к диаметру *D* напорной колонны

В действующих станциях бывает трудно закрепить потоконаправляющие элементы к днищу и стенкам. Для таких случаев компания ITT Flygt разработала конструкции напорных колонн, внутри которых крепятся данные элементы (рис. 6.8).

Насосы с осевыми или диагональными рабочими колесами являются низконапорными. Поэтому важно детально просчитывать потери напора в каждом из элементов обвязки агрегата. Диаграмма (рис. 6.9) дает возможность определять местные потери Δh в стандартных элементах для водоподъемных колонн диаметром от 700 до 1600 мм.

Во избежание ускоренного износа подшипников рабочий напор агрегата не должен превышать 1,25 номинального значения напора, приводимого изготовителем насоса.

На насосных станциях обычно устанавливают два и более агрегатов. Многонасосные системы имеют большую производительность, являются более гибкими в работе и более надежными. Такие станции проектируются на базе индивидуальных водоприемных модулей. Поскольку входящий поток должен

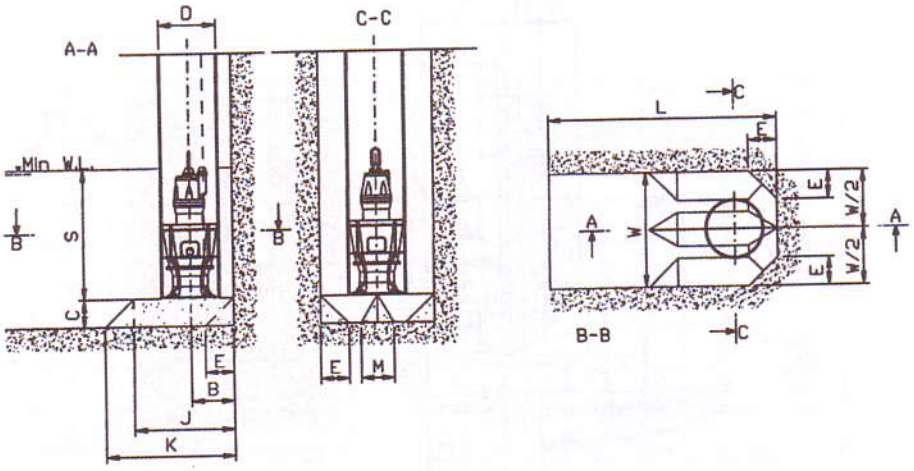


Рис. 6.5. Приемно-насосная камера с потоконаправляющими элементами

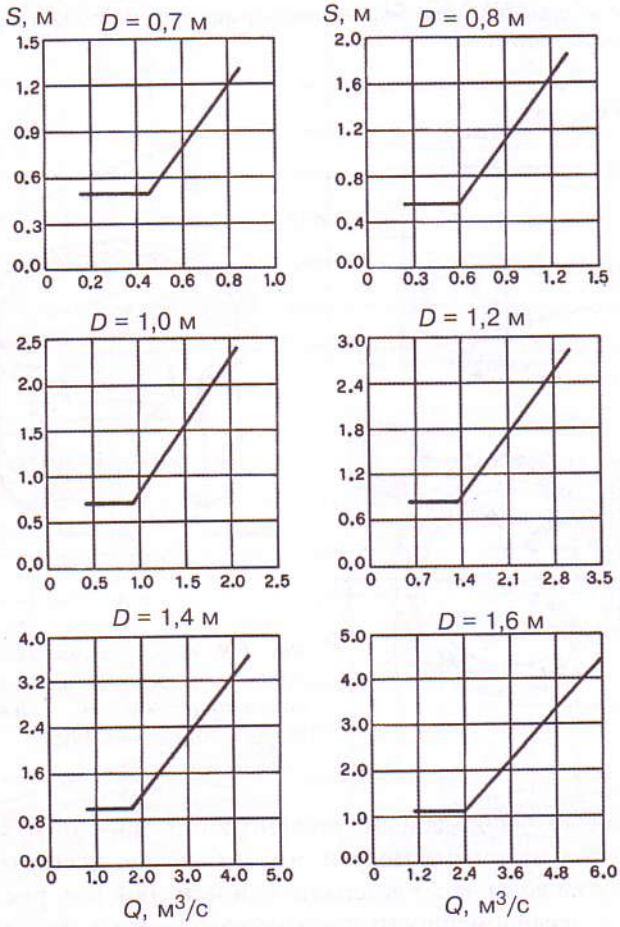


Рис. 6.6. Минимально допустимое заглубление S входного отверстия насоса в зависимости от его подачи Q и диаметра D

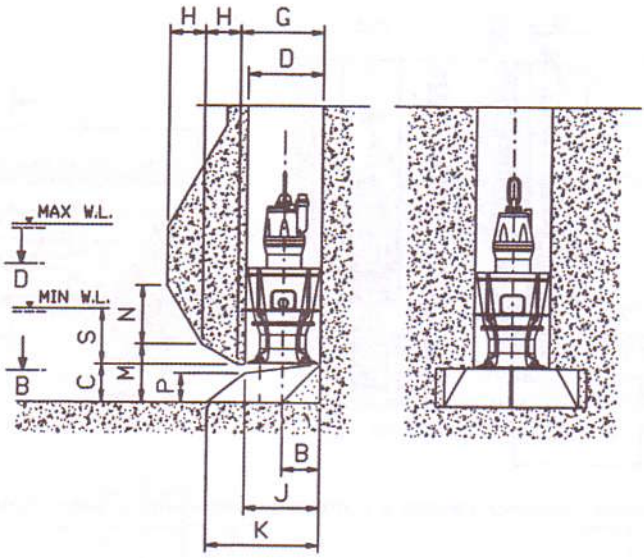
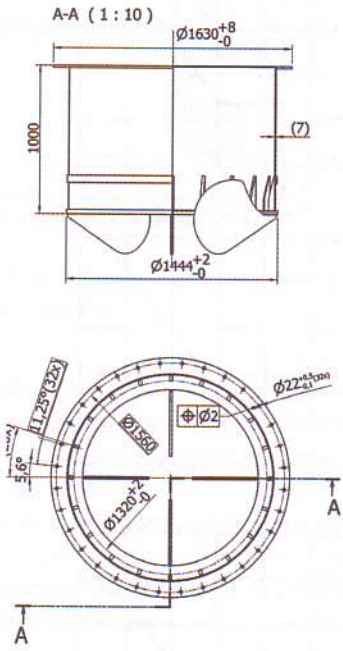


Рис. 6.7. Насосно-приемная камера с потокоформирующей стенкой из бетона, образующей всасывающий патрубок



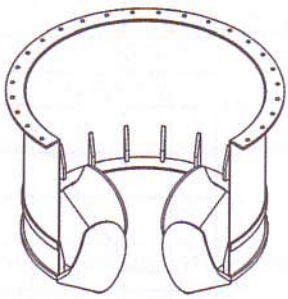


Рис. 6.8. Конструкция водонапорной колонны с закрепленными внутри потоконаправляющими элементами, разработанная ITT Flygt

быть максимально равномерным, конфигурация приемной камеры, откуда поток поступает в отдельные модули, имеет большое значение.

Способ впуска воды через всасывающий патрубок (см. рис. 6.7) наименее чувствителен к неравномерности поступающего потока, который характерен для многонасосных станций. Эта неравномерность может возникать в результате отклонения или поворота потока в приемной камере, а также при работе

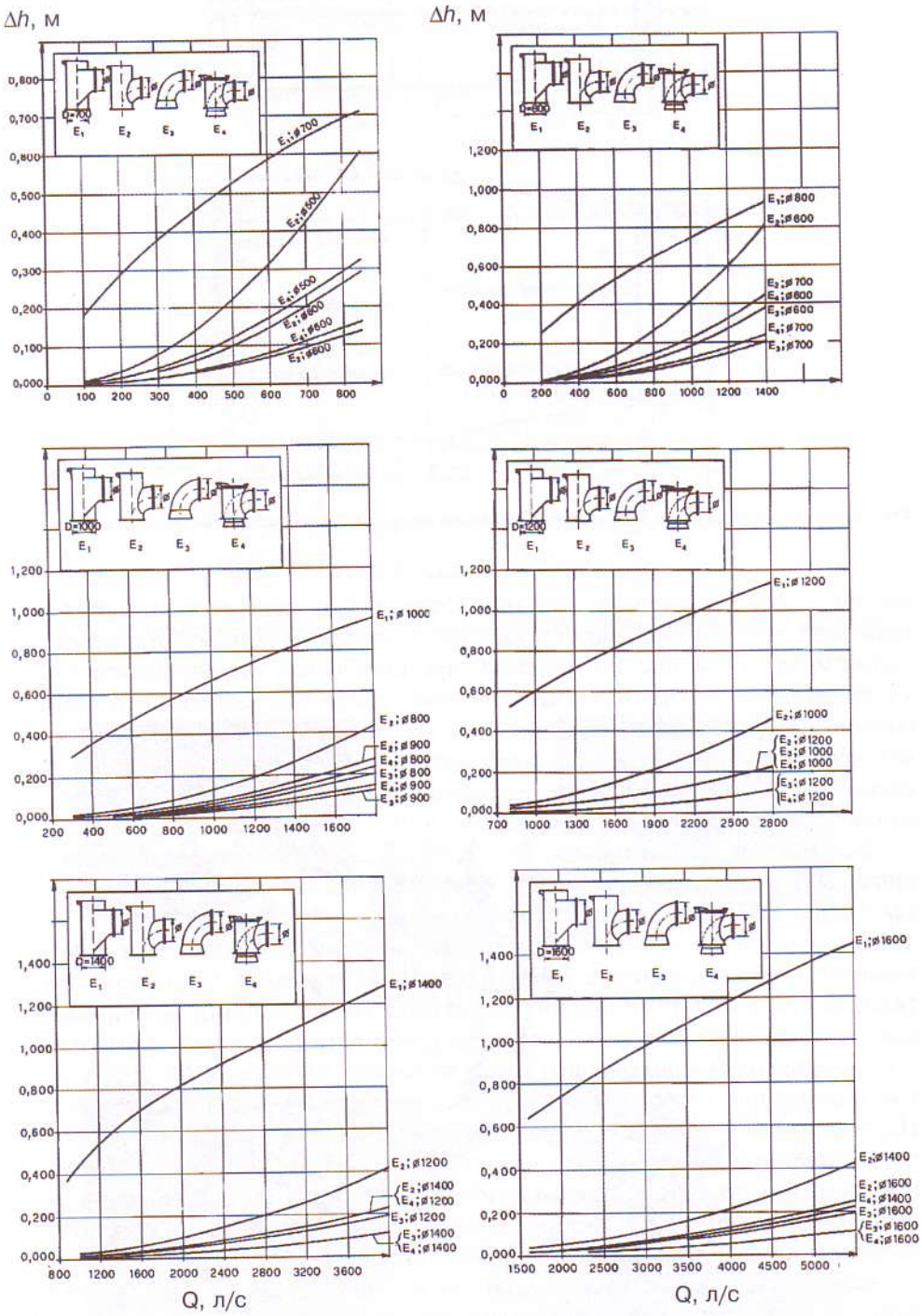


Рис. 6.9. Местные потери напора Δh в стандартных элементах обвязки в зависимости от подачи Q для напорных колонн диаметром от 700 до 1600 мм

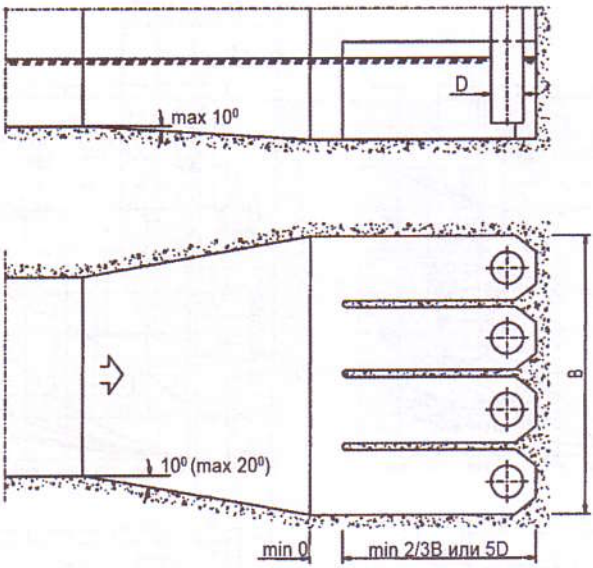


Рис. 6.10. Многонасосная станция с открытым водоприемником и фронтальным впуском

одного насоса с частичной нагрузкой. Установка с всасывающим патрубком является в этом случае лучшим решением. Поскольку система с открытым водоприемником (см. рис. 6.4) наиболее чувствительна к нестабильности потока, требуется более протяженные приемная камера и разделительные перегородки между отдельными водоприемниками, чем при системе с всасывающим патрубком. Если открытый водоприемник применяется для более, чем трех насосов, длина разделительных перегородок должна составлять не менее 2/3 от общей ширины водоприемника (рис. 6.10).

Если сжатие потока происходит перед входом в водоприемник, из-за наличия решеток или шиберов длина водоприемника должна быть увеличена до $6D$ и более в зависимости от степени сжатия.

Существуют две основные конструкции многонасосных станций: с фронтальным и с боковым впуском воды в приемный резервуар. Если впуск фронтальный (см. рис. 6.10) и ширина его меньше общей ширины водоприемников, то подводящую камеру следует симметрично расширить. Суммарный угол расширения от подводящей трубы не должен превышать 40°. Для открытых подводящих лотков общий угол расширения не должен превышать 20°. Наклон днища в приемном резервуаре устраивается в пределах 10°. Если эти параметры не соблюдаются, то для улучшения распределения подводимого потока необходимы разделительные или водоотбойные стенки. Для принятия оптимального решения эту схему по более сложным вариантам исполнения насосной станции следует вначале испытать на моделях.

Если впуск боковой, то рекомендуется установка перегородки с верхним и донным переливом, что способствует перераспределению и рассеиванию большей части кинетической энергии поступающего потока (рис. 6.11).

При проектировании особо крупных насосных станций общей производительностью более 22000 м^3/ч или единичной подачей насоса более 9000 м^3/ч

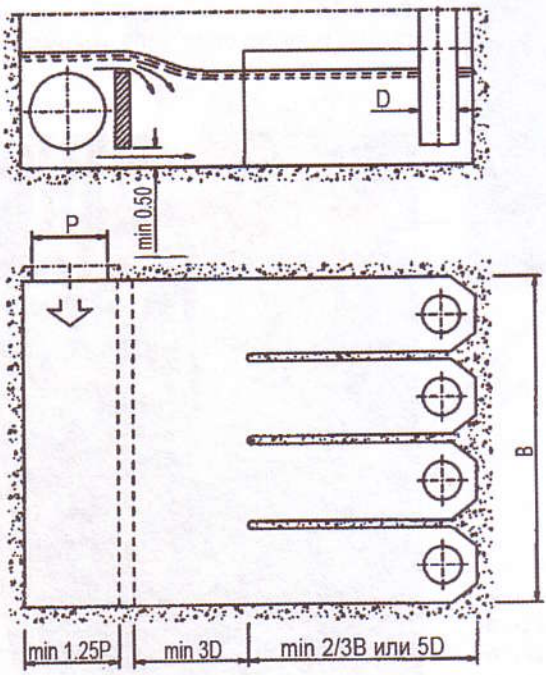


Рис. 6.11. Многонасосная станция с открытым водоприемником и боковым впуском

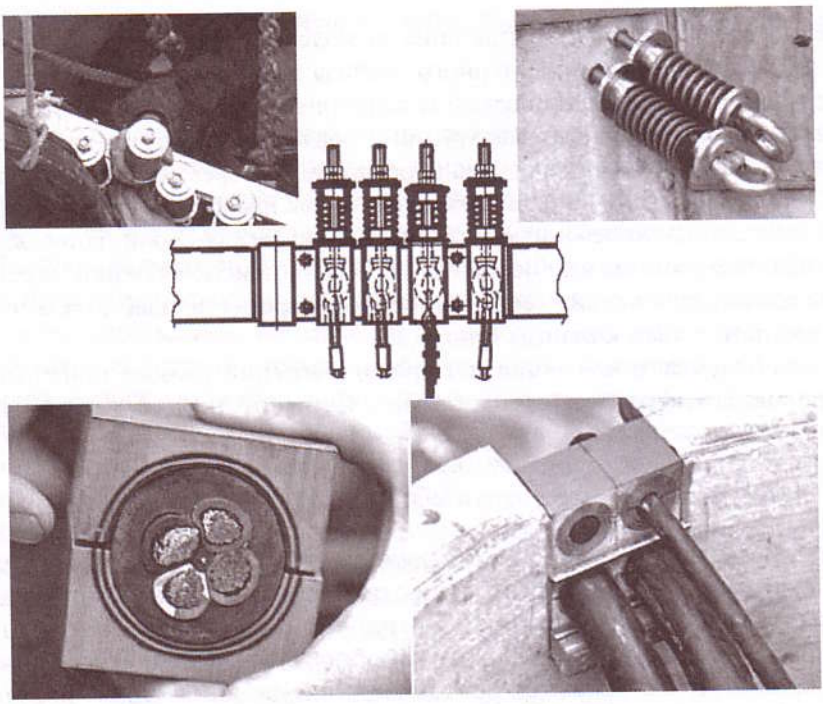


Рис. 6.12. Приспособление для крепежа кабеля, предлагаемое ITT Flygt



Рис. 6.13. Кабельные жилы осевого насоса могут переплетаться, если не применить рекомендуемые приспособления для их натяжения



Насосные станции с осевыми погружными агрегатами отличаются простотой в эксплуатации и требуют минимум капитальных затрат

рекомендуется обязательное испытание ее модели в гидравлической лаборатории или проведение компьютерного анализа гидродинамики [15].

Расстояние между перегородкой и водоприемным модулем должно быть достаточным, чтобы удалить завихрения и вовлеченный воздух до поступления воды в насос. Поток воды, транспортируемый через водоподъемную колонну, весьма мощный. Обтекая кабельные жилы насосного агрегата, он подвергает их сильным колебаниям и переплетению между собой. Повреждений жил вследствие этого можно избежать, используя приспособления, обеспечивающие их натяжку, а также герметичное и одновременно эластичное пересечение с конструкцией колонны (рис. 6.12).

Опыт показывает, что экономия при применении данных приспособлений приводит к переплетению жил (рис. 6.13) спустя 4—6 месяцев после пуска насоса.

❐ ВЫВОД

Погружные насосы с осевым (пропеллерным) или диагональным рабочими колесами позволяют существенно упростить и сократить затраты на перекачку больших объемов воды на малую высоту. Для их надежной работы особенно важно обеспечить равномерность, стабильность потока на вводе без завихрений, воронок, вовлечения воздуха. При этом рекомендуется применять описанные здесь потокоформирующие устройства в зависимости от конкретных условий.

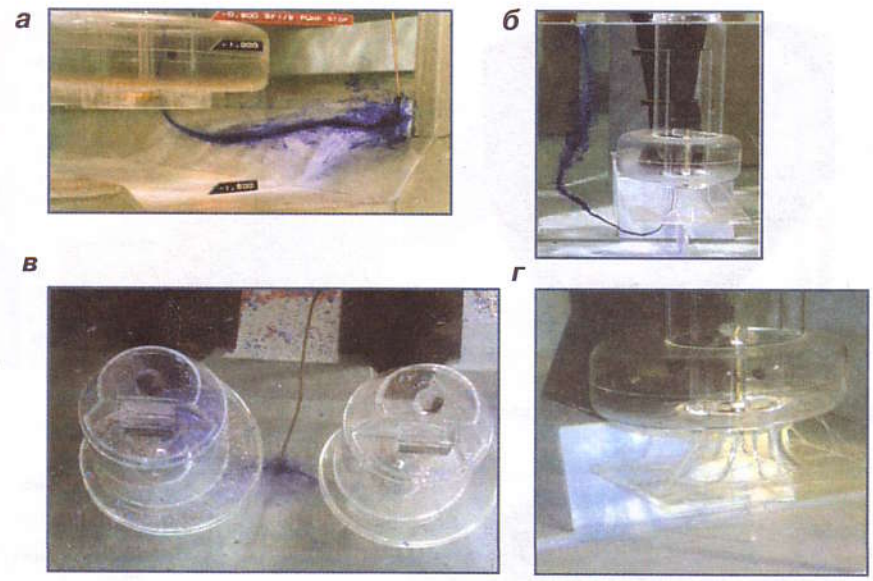


Рис. 8.1. Видимые на модели вихри от стенки (*а*), оседнего насоса (*б*), поверхности воды (*в*), днища (*г*) до действующего насоса, позволяют определить правильные размеры и расположение агрегатов для реального прототипа

соседнего насоса, а также требуемое заглубление по отношению к реальному агрегату (рис. 8.1).

Для инженерного проектирования и технического анализа, позволяющего предсказывать характер работы новых сооружений или процессов до их изготовления или внедрения, также можно использовать компьютерные программы гидродинамики потока (CFD).

CFD предусматривает анализ жидкостных протоков, теплоперенос и использование программного обеспечения на базе численных методов расчета. CFD срабатывает при разделении областей на большое количество ячеек или контрольных объемов. В каждой такой ячейке дифференциальные уравнения описывают жидкостные потоки (уравнение Навье-Стокса), представленные как алгебраические уравнения, связывающие давление, скорость, температуру, нагрузку и другие переменные, такие, как разновидность концентрации, в зависимости от их значений в смежных ячейках. Эти уравнения решаются численным методом и воссоздают потокораспределения (рис. 8.2).

CFD позволяет вычислять всю турбулентность внутри и вокруг насоса. Это требует применения весьма мощных компьютеров. На фирме ITT, например, для осуществления таких сложных расчетов и моделирования скомпонована группа из 24 процессоров под управлением операционной системы Linux.

Первые испытания метода CFD компания ITT выполнила в 1975 г. по заказу аэрокосмического агентства NASA. Возможно, эта работа была пионерной в своем роде.

Результат численного моделирования зависит от того, насколько качественно и подробно построена трехмерная векторная сетка. Недаром эта опе-

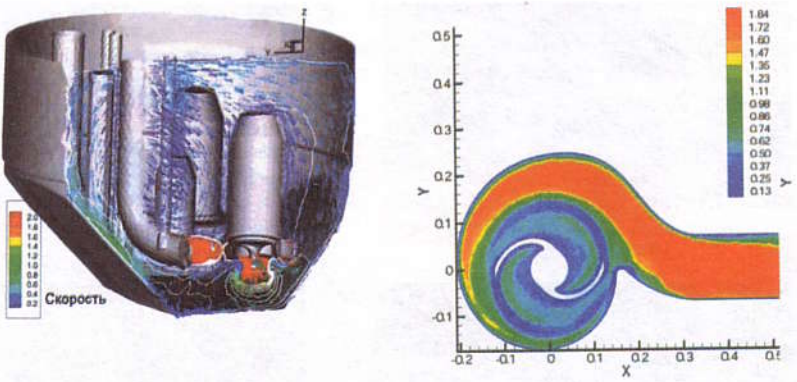


Рис. 8.2. CFD анализ двухнасосной камеры при работе одного агрегата



Рис. 8.3. Затраты времени на виды работ при цифровом моделировании CFD

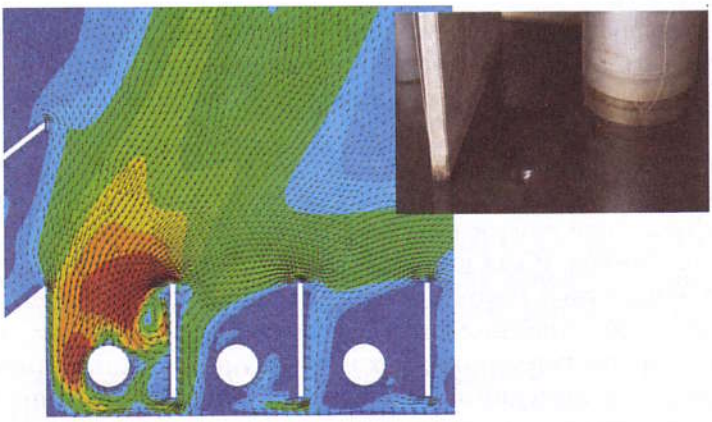
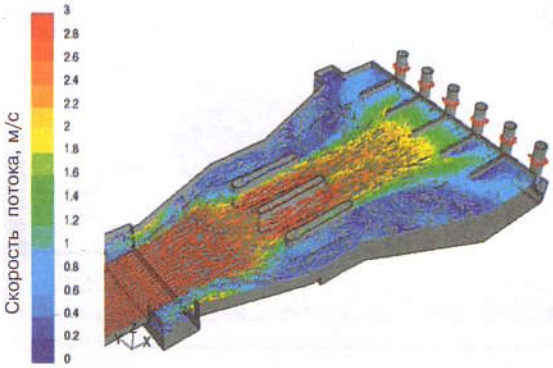


Рис. 8.4. Математическая модель точно показала место образования воронки, имеющей место на реальной насосной станции

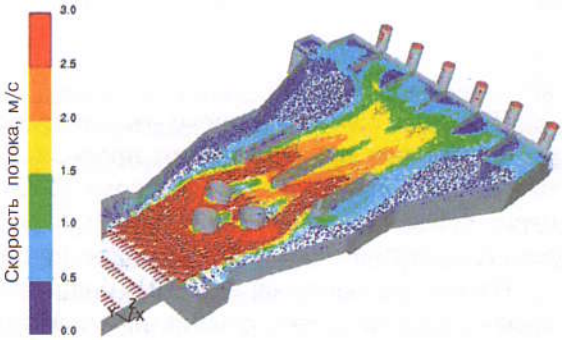
рация занимает у опытных специалистов 40 % времени на выполнение всего комплекса CFD (рис. 8.3).

Сходимость реальной картины гидродинамики и той, которая получается в результате математического моделирования, весьма высокая (рис. 8.4).

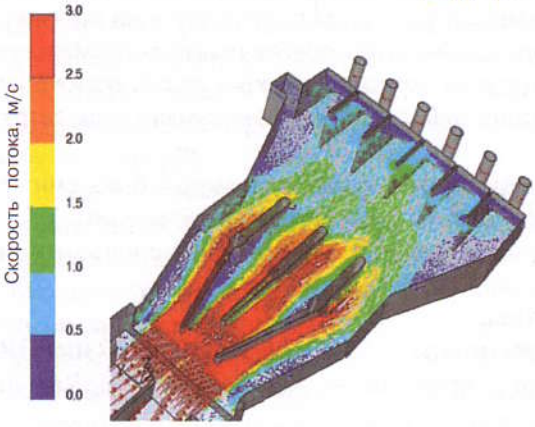
Метод CFD позволяет быстро оценивать различные конструктивные решения для оптимизации потоков в насосной станции и находить лучшие варианты (рис. 8.5).



А. Конструкция по проекту. CFD анализ показал значительную неравномерность потоков у насосов



Б. Первая модификация, выполненная с помощью программы CFD. Зоны застоя и повышенных скоростей все еще имеют место



В. Программа CFD нашла лучшее решение. Распределение потоков и скоростей равномерное

Рис. 8.5. Нахождение с помощью CFD метода конструкции для улучшения гидродинамики потоков в станции

❐ ВЫВОД

При проектировании крупных или нестандартных насосных станций следует выполнять испытания на гидравлической либо цифровой модели. Анализ на цифровой модели меньше по стоимости и временным затратам, чем на гидравлической, а также обладает хорошей управляемостью и достоверностью.

9

ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ НАСОСНЫХ СИСТЕМ

Насосные системы широко распространены в мире. Эти системы приводят в движение технологические процессы многих отраслей промышленности и коммунального хозяйства. Около 22—31 % мировой электроэнергии тратится на насосные системы [9, 54]. От 20 до 50 % этой энергии идет на конкретные операции промышленных предприятий.

Параметры насосной системы: мощность, используемые материалы, среда для перекачки, конструкция насосов, тип установки, способ управления системой – взаимосвязаны и должны соответствовать друг другу на протяжении всего срока службы. При этом необходимо обеспечивать минимальное потребление энергии и сократить другие затраты, включая техобслуживание. Закупочная стоимость является лишь небольшой частью суммы всех затрат по агрегату (рис. 9.1).

Потребляемая насосными системами электроэнергия может быть снижена на 30—50 % за счет смены оборудования или системы управления.

Экономический анализ насосных систем возможен при использовании следующих методов:

чистые сбережения — Net Savings;

коэффициент сбережения (инвестиции) — Saving-to-Investment Ratio SIR;

регулируемая внутренняя норма прибыли — Adjusted Internal Rate of Return (AIRR);

простой и дисконтный период окупаемости — Simple Payback (SPB), Discounted Payback (DPB).

Зачастую простой период окупаемости предлагается нам как критерий выбора проектных решений. Метод оценивает, какое количество лет занимает покрытие первоначальных инвестиционных затрат (техника «fish bait» – приманка для рыб) [54], и используется только для грубого сравнительного анализа проектных решений.

В России выбор проектных решений основан на методе сравнительной экономической эффективности по показателю приведенных затрат [55], который по каждому варианту представляет собой сумму слагаемых:

$$П = С + Е_н К \qquad (9.1)$$

$$\text{или } П = Т_н С + К, \qquad (9.2)$$

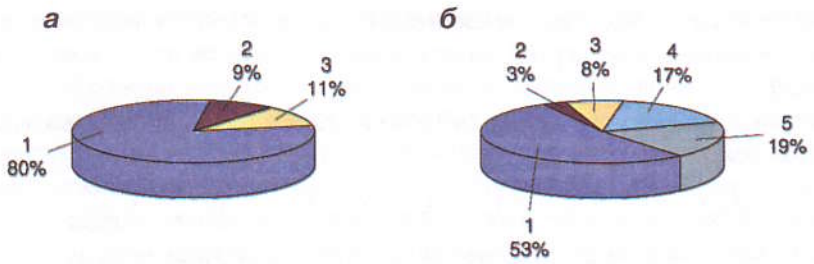


Рис. 9.1. Основные затраты при эксплуатации насосных станций (стоимость оборудования составляет незначительную долю): *а* – водоснабжение; *б* – водоотведение; 1 – электроэнергия; 2 – стоимость оборудования; 3 – обслуживание; 4 – электроэнергия при сокращении производительности; 5 – ремонт, прочистка

где П – приведенные затраты; С – эксплуатационные затраты; $E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; К – капитальные вложения в строительство; $T_н$ – нормативный срок окупаемости капитальных вложений.

Ресурс насосных систем нередко составляет от 15 до 20 лет. Реальный срок службы насосных систем трудно спрогнозировать, так как он различен для собственно насосной техники, энергоприводов, водоводов и напорных сетей, запорно-регулирующей арматуры и т.д. При этом слагаемые затраты с течением времени различаются: иногда требуются серьезные инвестиции, а иногда важнав регулярная эксплуатационная составляющая.

С практической точки зрения существенно важно определить текущее значение LCC за период 4—8, иногда 10 лет. И это не противоречит российским нормам [58].

Экономический анализ насосных систем проведем на базе показателя – затраты жизненного цикла LCC (Life cycle cost). За рубежом анализ по затратам жизненного цикла LCC является основным инструментом, помогающим сократить убытки и увеличить энергоэффективность большинства типов систем, включая насосные. Термин LCC понимается в России [56] как издержки (затраты) в течение жизненного цикла. Словосочетание «жизненный цикл» было бы удобнее заменить на «срок службы». Однако вопрос перевода остается открытым, поскольку русский термин пока еще не утвердился.

Метод расчета LCC является результатом [57] совместных исследований, проведенных институтом Гидравлики (Hydraulic Institute, USA), институтом «Europump» и Управлением промышленных технологий при Министерстве энергетики США.

LCC исчисляются за весь срок службы системы на покупку оборудования, монтаж, пуско-наладку, эксплуатацию, техобслуживание, вплоть до затрат на утилизацию данного оборудования и его вывоз [57]. Анализ LCC позволяет выявить наиболее выгодное решение в рамках доступных возможностей.

Проанализируем формулу (9.2): $T_н$ – величина обратная $E_н$, а $E_н$ по различным источникам принимается от 0,12 до 0,17 [2, 5]. Таким образом, $T_н$ распределяет эксплуатационные затраты C_i на срок 6—8 лет.

При этом постановление Правительства РФ [59] относит насосы артезианские и погружные к третьей амортизационной группе со сроком полезного

использования от 3 до 5 лет включительно, а насосы центробежные, поршневые и роторные – к четвертой амортизационной группе от 5 лет до 7 лет включительно.

Затраты жизненного цикла LCC по каждому из сравниваемых вариантов выражаются уравнением:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d. \quad (9.3)$$

При этом слагаемые обозначают следующие затраты:

C_{ic} — начальная или капитальная стоимость, цена (насоса, системы, труб, дополнительные услуги). Начальные капиталовложения включают: цену закупаемого оборудования как базовую; разработку конструкторской и технологической документации; процесс составления коммерческого предложения; испытания и инспекторский надзор; инвентаризацию запчастей; обучение обслуживающего персонала; вспомогательное оборудование для охлаждения и гидравлического уплотнения;

C_{in} — стоимость монтажа и пуско-наладки (включая транспортировку). Затраты на монтаж и пуско-наладку: разработка фундамента конструкции, подготовка, бетонирование и армирование и т.д.; установка оборудования на фундамент; транспортировка оборудования и материалов; подключение электрооборудования и кабеля; подключение вспомогательных, дополнительных систем; замер характеристик при запуске. Монтаж может осуществляться поставщиком оборудования, подрядчиком или обслуживающим персоналом;

C_e — затраты на электроэнергию, они явно превосходят все другие составляющие LCC, особенно если насосы работают более 2000 часов в год. Расчет прост, если потребляемая мощность постоянна во времени, если нет – тогда необходимо установить зависимость мощности от времени. Зависимость потребляемой мощности P, кВт, выражается формулой:

$$P = \rho QH/102\eta_н\eta_д\eta_{тр}, \quad (9.4)$$

где Q – подача, м^3/сек; ρ — удельный вес; $\eta_н$ — КПД насоса, $\eta_д$ — КПД электродвигателя, $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии или редуктора.

Выбор насоса и электродвигателя с определенным КПД влияет на потребление электроэнергии. Система управления, отслеживающая изменение мощности во времени, может сама определять нагрузку при изменении скорости вращения рабочих колес насосов, оптимально потребляя электроэнергию. Причем регулирование энергопотребления по принципу пуск–останов рабочих агрегатов не всегда уступает предыдущему методу, поскольку КПД в совместной работе насосов на водоводы превалируют. Использование регулирования с помощью дроссельного клапана или байпаса снизит производительность и увеличит затраты на электроэнергию.

Энергетический КПД или количество потребляемой энергии требуется выстраивать в тех же координатах времени (как впрочем, и остальные элементы LCC), в результате чего получаем энергопотребление в кВт·ч. Тарифы за каждый кВт·ч потребленной электроэнергии, как известно, различны по регионам;

C_o — заработная плата для обслуживающего персонала зависит от объема работ и степени автоматизации насосной системы. К примеру, насос, перекачивающий опасные вещества, потребует ежедневной проверки на утечки. С

другой стороны, полностью автоматизированная система может потребовать очень ограниченного внимания операторов;

C_m — затраты на ремонт и сервисное обслуживание, зависят от рекомендаций производителя по их частоте и объему, плюс затраты на запасные части, расходные материалы. Капитальный ремонт и полное сервисное обслуживание отличаются возможностью или невозможностью проведения регламентных работ непосредственно на месте установки оборудования. Количество регламентных работ определяет суммарные затраты на плановое техобслуживание. Предполагаемые элементы учета – уплотнения, подшипники, износ рабочего колеса, клапана, муфты, детали двигателя;

C_s — затраты по причине простоя и/или потери производительности, являются очень важным элементом при подсчете суммарного LCC и могут конкурировать с затратами на электроэнергию и затратами на замену частей. Для снижения тяжести таких затрат устанавливают резервное оборудование, в этом случае внеплановое техобслуживание будет включать только затраты на ремонт.

C_{env} — затраты на борьбу с загрязнением окружающей среды, включая утилизацию деталей и загрязнений от выбросов, в основном зависят от природы перекачиваемой среды. Включают штрафы за ущерб от прорывов трубопроводов и пожаров по причине прорывов (перекачка огнеопасных веществ). Подлежат утилизации: отработанные смазки, охлаждающие жидкости, отслужившие запчасти и детали;

C_d – затраты на утилизацию, включая демонтаж основного оборудования и вывоз дополнительного оборудования, обеспечивают восстановление рабочей площадки. При дорогой утилизации в расчете LCC большое внимание уделяется ресурсу оборудования.

Правильно выбранная конструкция насосной системы является важным элементом при минимизации показателя LCC. Лучше всего составить таблицу и внести в нее по возможности все величины. Там где нет величины затрат, следует добавить комментарий. Пользователь сам должен решить, какие именно затраты учитывать.

При анализе LCC также обсуждаются и финансовые факторы, включающие: действующие тарифы на электроэнергию; ожидаемое увеличение тарифов (инфляция) на электроэнергию и ремонт за время работы насосной системы; уровень скидки; процентную ставку.

Главной целью метода является прямая выгода. Поэтому совершенно очевидно, что уровень ежегодной инфляции c требуется компенсировать процентной ставкой i, выраженной в долях единиц:

$$C_n = C_p\,[1 + (i - c)]n, \tag{9.5}$$

где n – расчетный период, годы; C_n и C_p — текущие и предстоящие через n лет затраты; $(i - c)$ — реальная доля процентной ставки, доли ед.

Показатель LCC вводится для того, чтобы: приобретать насосы и системы исходя из позиционного анализа затрат; оптимизировать суммарные затраты, осознанно регулируя соотношение между капитальными (закупочными) и эксплуатационными затратами; научиться регулярно оценивать все исходные КПД как элемент затрат; понять, что качественное оборудование требует ми-

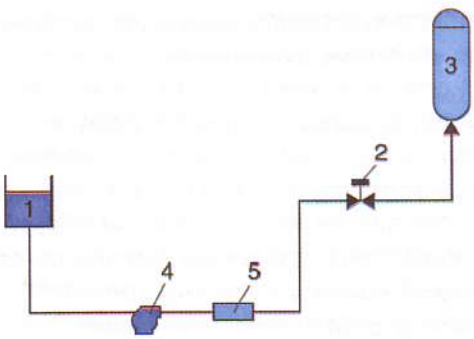


Рис. 9.2. Эскиз насосной системы с периодически выходящей из строя управляемой задвижкой: 1 – резервуар; 2 – управляемая задвижка; 3 – бак под давлением 2 бар; 4 – насос; 5 – теплообменник

нимальных ремонтов; производить замену насосного оборудования исходя из потребностей системы и реальных условий, а не механически в соответствии с существующими аналогами.

◆ Пример

Рассмотрим насосную систему с управляемой задвижкой, выходящей из строя каждые 10–12 месяцев из-за эрозии при кавитации со стоимостью ремонта 4000 долл. (рис. 9.2). Система снабжена насосом, перекачивающим жидкость из резервуара в бак, находящийся под давлением. Теплообменник нагревает жидкость, а управляемая задвижка стабилизирует подачу до 80 м^3/ч. Задвижка обычно работает при открытии на 15–20 % со значительным кавитационным шумом из-за неправильного подбора оборудования. Проверкой было обнаружено, что насос имеет завышенные параметры – 100 вместо 80 м^3/ч. При этом местные потери напора на задвижке явно завышены.

Предлагаются к внедрению четыре варианта:

А – установить новую управляемую задвижку для обеспечения большого перепада давления;

Б – для снижения потерь напора можно подрезать рабочее колесо насоса;

В – установить частотный преобразователь для изменения скорости вращения насоса и обеспечения желаемой подачи, а управляемую задвижку убрать;

Г – можно оставить систему такой, какая она есть, с ежегодным предполагаемым ремонтом задвижки регулирования потока.

Затраты на новую управляемую задвижку, которая имеет подходящий размер, – 5000 долл. Затраты на модификацию характеристики насоса за счет обрезки рабочего колеса – 2250 долл. Насос работает при подаче 80 м^3/ч в течение 6000 ч в год. Затраты на электроэнергию – 0,08 долл. за 1 кВт·ч, КПД электродвигателя – 90 %.

Сравнение вариантов модификации насосной системы (рис. 9.3) приведено в табл. 9.1.

При подрезке рабочего колеса до 375 мм (вариант Б) суммарный напор насоса снижается до 42 м при подаче 80 м^3/ч. При таком снижении давления местные

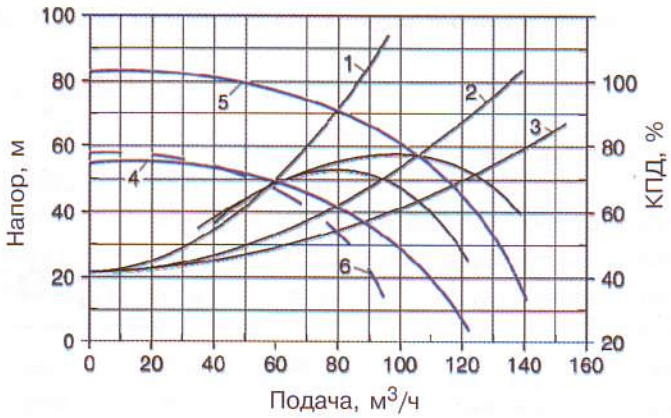


Рис. 9.3. Рабочие характеристики системы и насоса. Варианты: 1 – А и Г; 2 – Б; 3 – В; 4 – рабочее колесо (375 мм); 5 – то же, 430 мм; 6 – пониженная скорость насоса

Таблица 9.1. **Сравнение вариантов модификации насосной системы** (см. рис. 9.3)

Показатель	Вариант			
	А	Б	В	Г
Характеристика насоса:				
диаметр рабочего колеса, мм	430	375	430	430
напор, м	71,7	42	34,5	71,7
КПД, %	75,1	72,1	77	75,1
подача, м³/ч	80	80	80	80
потребляемая мощность, кВт	23,1	14	11,6	23,1
Затраты, долл. США:				
электроэнергия в год	11088	6720	5568	11088
новый клапан	5000	0	0	0
модифицирование рабочего колеса	0	2250	0	0
преобразователь частоты	0	0	20000	0
монтаж преобразователя частоты	0	0	1500	0
ремонт задвижки в год	0	0	0	4000

потери в управляемой задвижке будут менее 10 м, что соответствует заложенной расчетной рабочей точке клапана. Годовые затраты составят 6720 долл.

Стоимость частотного преобразователя, рассчитанного на мощность 30 кВт (вариант В), составляет 20 тыс. долл., дополнительные затраты на монтаж – 1500 долл. Техобслуживание частотного преобразователя обойдется в 500 долл./год. Предполагается, что оборудование не будет нуждаться в ремонте на протяжении всего срока службы – 8 лет.

Вариант Г (система без изменений) приведет к ежегодным затратам на ремонт управляющей задвижки, работающей в режиме кавитации, в размере 4000 долл.

Предположим, что действующий тариф на электроэнергию составляет 0,08 долл./кВт·ч; система обслуживается 6000 ч/год; компания тратит на пла-

Таблица 9.2. **Эксплуатационные затраты для каждого из четырех вариантов**

Показатель	Вариант			
	А	Б	В	Г
Начальное капиталовложение, долл. США	5000	2250	21500	0
Тариф на электроэнергию, долл./(кВт·ч)	0,08	0,08	0,08	0,08
Средняя мощность оборудования, кВт	23	14	11,6	23,1
Количество часов работы в год	6000	6000	6000	6000
Затраты, долл/год:				
электроэнергия	11088	6720	5568	11088
техобслуживание (плановое)	500	500	1000	500
ремонт каждый второй год	2500	2500	2500	2500
другие затраты за год	0	0	0	4000
простои	0	0	0	0
обслуживание окружающих площадей	0	0	0	0
вывод из эксплуатации и утилизация	0	0	0	0
Срок службы, лет	8	8	8	8
Ставка на капиталовложения, %	8	8	8	8
Инфляция, %	4	4	4	4
Величина LCC	91827	59481	74313	113930

новое обслуживание насосов 500 долл./год и 2500 долл. за каждый второй год; нет затрат на вывод из эксплуатации и утилизацию; срок службы проекта 8 лет; ожидаемые ставки на новые капиталовложения 8 %, ожидаемая инфляция 4 %. Эксплуатационные затраты для каждого из четырех вариантов приведены в табл. 9.2.

Вариант Б, с подрезкой рабочего колеса, обладает наименьшими эксплуатационными затратами и для этого случая является предпочтительным.

❐ ВЫВОД

Экономический анализ насосных систем следует вести по показателю затраты жизненного цикла (LCC), представляющего собой сумму из восьми компонентов затрат. Закупочная цена в этой сумме составляет лишь около 10 %. Организаторы и заказчики конкурсов на закупку насосного оборудования обязаны требовать от конкурсантов расчеты LCC по заявляемому оборудованию.

ВЫВОДЫ

Современным требованиям к насосному оборудованию — снижению капитальных и эксплуатационных затрат, минимуму обслуживающего персонала, надежности, бесперебойности и гибкости работы, в том числе при аварийных и стихийных затоплениях, — наиболее соответствуют погружные насосы. Спрос на них, несмотря на большую, по сравнению с классическими агрегатами, стоимость, существенно возрос.

Благодаря своим конструктивным особенностям погружные насосы характеризуются меньшими величинами вибрации, шума, механических и гидравлических потерь, нагрева электродвигателя, а также менее зависимы от режима водоподачи и уровня воды на всасывающей стороне, чем классические.

Насосно-приемные резервуары станций следует проектировать с соблюдением как минимум двух условий. Поток жидкости в нем должен быть стабильным и равномерным, чтобы не создавать условий попадания воздуха в насосы, и одновременно быстрым во избежание образования застойных зон, а в случае перекачки стоков, скопления осадков и плавающих веществ. Поэтому насосы в приемных резервуарах должны устанавливаться относительно близко друг к другу и к задним (по потоку) и боковым стенкам, но находиться от патрубка ввода воды в резервуар на расстоянии не меньшем расчетного, определяемого как функция подачи насоса.

При оснащении насосной станции погружными насосами монтировать в станции второй резервный агрегат нерационально.

Погружные насосы сухой установки следует проектировать строго с учетом правил исполнения всасывающих трубопроводов.

При проектировании крупных и/или нестандартных насосных станций рекомендуется проводить гидравлические исследования на моделях в специализированных лабораториях, либо на математических моделях с помощью специальных программ.

Выбор насосных агрегатов должен осуществляться сравнением сумм затрат за весь расчетный срок их службы. Закупочная цена в сумме затрат является наименее значимым компонентом.

21. **Vogellsand H.** An introduction to energy consumption in pumps. World Pumps. January, 2008.

22. **Anderson H.** Submersible Pumps and their applications. Англия. 1986.

23. Market periscop. ITT Flygt. December, 1998.

24. Design recomendations for pumping stations with dry installed submersible pumps. ITT Flygt. Stockholm. 08.1999.

25. **Березин С.Е.** Оптимальные параметры насосных станций с погружными насосами сухой установки. ВСТ. № 3. Ч. 2. 2006.

26. **Перешивкин А.К.** Монтаж систем внешнего водоснабжения и канализации. Справочник строителя. — М.: Стройиздат, 1988.

27. **Толчев В.В., Спасов С.М.** и др. Водоотлив в проекте сухой консервации карьера «Мир» // Горная промышленность. № 2. 2006.

28. **Лезнов Б.С.** Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходувных установках.— М.: Энергоатомиздат, 2006.

29. **Лезнов Б.С.** Энергосбережение и регулируемый привод в насосных установках. — М.: Энергоатомиздат, 1998.

30. Energy Comparison VFD vs.ON.OFF. Scientific Impeller, 1998.

31. **Копытин А., Царинник О.** Современные подходы в определении эффективности работы насосных агрегатов // Сантехника, отопление, кондиционирование. № 8. 2007.

32. Economical Aspects of Varible Frequency Drives in Pumping Stations. ITT Flygt System Engineering. 1994.

33. **Турк В.И., Минаев А.В., Карелин В.Я.** Насосы и насосные станции. — М., 1977.

34. Hydraulic Institute Standards США, 1977.

35. **Paterson I.** Operating Problems of Pump Stations and Power Plants. Сборник Международной Ассоциации Гидравлических исследований. — Роттердам, Голландия, 1987.

36. Sarlin submersible pumps. Handbook. 3-е изд. Хельсинки, 1995.

37. Руководство по проектированию комплектных насосных станций. «Грундфос насосы Сарлин». 2001.

38. Pump Sump Volume. Report of ITT Flygt. — Стокгольм. 06.1997.

39. KSB AG. Каталог насосов. Германия. 20.05.2004.

40. ABS Cost Effective Pumping. Pumping Station Design. Швеция. 05.03.2001.

41. **Prosser M.J.** The Hydraulic Design of Pump Sumps and Intakes. Британская Ассоциация Гидромехаников. Англия, 1977.

42. Pumping Stations for Large Submersible Pumps. Flygt AB. Recommendations 03.1988. Швеция. — 15 с.

43. **Березин С.Е.** Основы расчета и конструирования канализационных насосных станций с агрегатами погружной установки // Водоснабжение и санитарная техника. № 3. Ч. 2. 2006.

44. **Березин С.Е., Чернота З.** Минимизация размеров малых канализационных насосных станций с погружными насосами // Водоснабжение и санитарная техника. № 11. 2005.

45. Патент США №5658135, 19.08.1997.

46. Design recomendations for pump stations with midrange centrifugal wastewar pumps. ITT Flygt, 2004

47. **Bixio V.** Gestaltung moderner Propeller – Pumpwerke. Padova, 1985.

48. Pumping station with large submersible propeller pumps. Flygt Systems Engeneering. Stockholm, 2001.

49. **Berezin S.** Wet and dry installation of submersible pumps. World Pumps. October 2007.

50. Sulzer Pumps. Centrifugal Pump Handbook. Швейцария. 1998.

51. Goulds Pump Manual. USA, 1995.

52. Design Recommendations. ITT Flygt AB. Stockholm. 04.2003.

53. **Карелин В.Я. Новодережкин Р.А.** Насосные станции с центробежными насосами. — М., 1983.

54. Strategic Planning for Energy and the Environment of the Association of Energy Engineers. 1997. V. 16. № 4.

55. Составление технико-экономической части проектов внеплощадочных систем водоснабжения и канализации: Справ. пособие к СНиП // Союзводоканалпроект. – М.: Стройиздат, 1991.

56. Бухгалтерский учет и аудит: Новый англо-русский толковый словарь. – СПб: Экономическая школа, 2004.

57. Pumps Life Cycle Cost: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems. Copyright 2001, by Hydraulic Institute and Europump. Printed in USA. 2001.

58. Канализация населенных мест и промышленных предприятий: Справ. проектировщика / Под ред. В. Н. Самохина. — М.: Стройиздат, 1981.

59. Постановление правительства РФ от 1 января 2002 г. № 1 «О классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы» (с изменениями от 9 июля, 8 августа 2003.

60. Насосная станция. Заявка в ФС ИСПТЗ № 2008107732 приоритет от 3.03.2008.

61. Большой энциклопедический словарь. Гл. ред. А.М. Прохоров. — М.: Большая Российская энциклопедия, 2002.

62. Impeller. 53:2000. P. 9.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 5
1. Погружные насосы и их преимущества 7
2. Принципы проектирования насосной станции и выбора насосов 14
2.1. Предохранение насосов и приемных резервуаров от засоров 16
2.2. Критерии выбора насосов 17
3. Режимы работы насосной станции. Характеристики насосов и трубопроводов 23
4. Факторы влияния на работу насосов 30
4.1. Кавитация 30
4.2. Вибрация 37
4.3. Осевое и радиальное усилия в насосах 40
4.4. Объемные и локальные водовороты 42
4.5. Работа насоса за пределами зоны оптимума 44
4.6. Частотное регулирование погружных насосов 47
5. Основы расчета и конструирования насосных станций с агрегатами погружной установки 59
5.1. Расчет емкости приемного резервуара 64
5.2. Рекомендации по конструированию насосно-приемного резервуара 69
5.3. Нестандартные насосные станции с погружными агрегатами 79
5.4. Малые насосные станции с насосами погружной установки и оптимизация их форм и размеров 111
6. Насосные станции с погружными осевыми насосами 120
7. Рекомендации по проектированию насосных станций с погружными насосами сухой установки 129
8. Гидравлические испытания и компьютерный анализ гидравлики насосных станций 144
9. Экономический анализ насосных систем 148
Выводы 155
Список литературы 156

Научно-производственное издание

Березин Сергей Евгеньевич
Насосные станции с погружными насосами
Расчет и конструирование

Редактор *Н.Б. Либман*
Компьютерная верстка *М.Г. Севастьяновой*

Подписано в печать 10.04.07. Формат 70×100/16
Бумага офсетная. Гарнитура «Ньютон». Усл. печ. л. 13
Уч. изд. л. 13,3. Заказ № 849

ОАО «Издательство «Стройиздат»
127994, Москва, ГСП-4, Долгоруковская ул., 23а

Книга издана при участии ЗАО «Водоснабжение и водоотведение»
Тел. (495) 641-0041
www.pump.ru

ISBN 5-274-02277-4





Около четверти мировой энергии тратится на насосы, но лишь 20% их использует подводимую мощность полностью, а значит, рассчитаны правильно.

Многие пользователи выбирают насосы по цене, но она является самым незначимым компонентом в сумме затрат за период его службы.

Неэффективность работы и поломки агрегатов чаще связаны не с их качеством, но с качеством проектирования насосных станций.

Попытаемся обобщить опыт расчетов и правил по установке погружных насосов, поскольку спрос на них, кажется, опережает знания о них.

С.Е. Березин
www.pump.ru

